



Modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových dopřádacích strojů

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. David Reichmann**
Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.





Modification of lower traversing mechanism for rotor spinning machines

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machines and Equipment Design
Author: **Bc. David Reichmann**
Supervisor: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David Reichmann**
Osobní číslo: **S16000331**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových
dopřádacích strojů**
Zadávající katedra: **Katedra textilních a jednoúčelových strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Rešerše rozváděcích mechanismů u rotorových strojů, analýza současného řešení spodního rozvádění
2. Konstrukční návrhy převodového mechanismu pro spodní rozvádění
3. Konstrukční řešení vybrané varianty, optimalizační výpočty vybraných dílů, včetně rozváděcí tyče
4. Zpracování výkresové dokumentace
5. Případné ověření a vyhodnocení navržené modifikace na stroji

Rozsah grafických prací: vykresová dokumentace

Rozsah pracovní zprávy: 45 stran formátu A4

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:


- [1] BERAN J. a HUBÁLEK M.: *Optimization of Thread Guide Motion for Rotor Spinning Frame*. In 13th International Conference Strutex 2006, Liberec.
- [2] VALTERA J.: *Optimalizace rozváděcího mechanismu rotorového doprādaciho stroje s řízeným pohonem*. Diplomová práce. 2007.
- [3] BERAN, J. a HUBÁLEK m. *Způsob rozvádění příze při navíjení příze na cívku a zařízení k provádění tohoto způsobu*. Česká republika, patent udělen dne 15. 5. 2009. Patent, CZ 300 588.
- [4] CHARVÁT J. *Teorie mechanismů*. Skripta VŠST Liberec. 1970
- [5] BROUSIL J., SLAVÍK J. a ZEMAN V.: *Dynamika*. Praha, SNTL, 1989. ISBN 80-03-00164-1.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Datum zadání diplomové práce: 31. října 2018
Termín odevzdání diplomové práce: 21. května 2019


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 18. prosince 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

2. 5. 2019

Bc. David Reichmann

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval zejména vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Jaroslavu Beranovi CSc. za jeho cenné rady a za čas, který mi během psaní této práce věnoval, kolektivu Katedry textilních a jednoúčelových strojů za poskytnuté podmínky během mého studia. Také bych tímto chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Ondřeji Kohlovi Ph.D., který semnou ochotně sdílel informace týkající se konstrukce spodního rozvádění.

V neposlední řadě bych při poděkování nerad zapomněl na mé blízké, kteří mě podporovali během mého studia.

ANOTACE

Tato diplomová práce se zabývá modifikací mechanismu spodního rozvádění na rotorových dopřádacích strojích. Hlavním cílem je vytvořit návrh, který by mohl konkurovat současnému řešení jednotky pohonu spodního rozvádění. V práci byly vytvořeny a zkonstruovány tři mechanismy vykonávající přímočarý vratný pohyb, které byly vzájemně porovnány. Nejvhodnější varianta byla podrobena optimalizačním výpočtům se zaměřením na redukci ceny výsledného návrhu a kontrolu použitých dílů. V poslední kapitole byla provedena studie tyče spodního rozvádění na strojích BD7 od firmy Saurer.

KLÍČOVÁ SLOVA

rotorové dopřádací stroje, spodní rozvádění příze, lineární pohon, pohybové šrouby, mechanismus lineárního pohybu

ANOTATION

This diploma thesis has been focused on modification of low yarn distribution mechanism on open end spinning machines. The main goal was create a design proposal, which supposed to be competitive to the actual drive mechanism of low yarn distribution. In this thesis we have designed three proposals of mechanisms, which generate straightforward reversible motion. They have been compared to each other and the most appropriate one has been subjected to a optimization and control calculations. On the last chapter study of low yarn distribution bar from Saurer BD7 open end spinning machine has been made.

KEY WORDS

open end spinning machine, low yarn distribution, linear drive, power screws, mechanism for linear drive

OBSAH

Obsah	4
1. Úvod	8
2. Teoretický rozbor problematiky	9
2.1. Rotorové dopřádání	9
2.1.1. Vlastnosti rotorové příze	10
2.2. Vinutí cívek	11
2.2.1. Druhy vinutí.....	11
2.2.2. Základní typy a rozdělení vinutí.....	6
2.3. Spodní rozvádění příze	8
2.4. Konstrukce tyče spodního rozvádění na stroji BD7 firmy Saurer.....	8
2.4.1. Studie současného řešení tyče spodního rozvádění.....	9
2.4.2. požadavky pro návrh mechanismu spodního rozvádění příze.....	11
3. Studie posuvových lineárních soustav.....	13
3.1. Návrh č. I - převodové ústrojí s trapézovým šroubem	13
3.2. Návrh č. II – pohybové ústrojí s pastorkem a ozubeným hřebenem	18
3.3. Návrh č. III – využití standardizovaného lineárního elektropohonu	21
3.3.1. přímé lineární pohony.....	22
3.3.2.Nepřímé lineární pohony	22
4. Porovnání a vyhodnocení jednotlivých návrhů	26
Vyhodnocení.....	29
5. Úprava a výpočet vybraného návrhu:	30
5.1 Úprava vybraného návrhu	30
5.1.1.Shnutí úpravy uchycení pohonné jednotky	34
5.2. Návrh pohybového šroubu:	35

5.3. Kontrola krokového motoru	38
5.4. Výpočet ložisek	40
5.4.1. Kontrolní výpočet	41
6. Studie tyče spodního rozvádění	43
6.1. Studie průřezu rozváděcí tyče	43
Vyhodnocení studie průřezu rozváděcí tyče	47
6.2. Studie velikosti roztečné vzdálenosti kluzného uložení	47
Vyhodnocení studie roztečné délky kluzných uložení	48
7. Závěr	49
Seznam použité literatury	51
Seznam grafů	54
Seznam obrázků	55
Seznam tabulek	56
Seznam rovnic	57
Seznam příloh	58

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

RD.....	Rotorové dopřádání
RDS.....	Rotorové dopřádací stroje
BD.....	Obchodní označení rotorových dopřádacích strojů
OE.....	Dopřádání s otevřeným koncem nití "Open end"
S.....	[mm/mm ²]... Stoupání ovinů / Plocha průřezu
L.....	[mm]..... Šířka návinu
b.....	[°]..... Úhel stoupání ovinů
a.....	[°/-]..... Úhel křížení / Součinitel uložení konců prutů (vzpěr)
d ₁	[mm]..... Vnitřní průměr návinu
d ₂	[mm]..... Vnější průměr návinu / Vnější průměr šroubu
R.....	[-]..... Soukací poměr
v _i	[-]..... Váha kritérií
f _i	[-]..... Počet preference
n.....	[-]..... Počet kritérií
n _{bj}	[-]..... Počet bodů daného kritéria
F _{vz}	[N]..... Vztlačková síla
F/F _a	[N]..... Axiální síla ve šroubu
p.....	[mm]..... Rozteč závitů (stoupání závitu)
N.....	[N]..... Normálová síla
μ.....	[-]..... Součinitel tření
λ.....	[°]..... Úhel sklonu závitu
M _{vz}	[Nm]..... Krouticí moment
T.....	[Pa]..... Napětí v krutu
M _k	[Nm]..... Krouticí moment
n _z	[-]..... Počet závitů v záběru
H _z	[-]..... Nosná výška závitu
p.....	[Pa]..... Tlak dosedací plochy v závitu
C.....	[N]..... Dynamická únosnost ložisek
f ₀	[-]..... Výpočtový faktor ložisek
C ₀	[N]..... Základní statická únosnost ložisek
L ₁₀	[-]..... Základní výpočtová trvanlivost ložisek na počet cyklů
L _{10h}	[-]..... Základní výpočtová trvanlivost ložisek na počet provozních hodin
m.....	[kg]..... Hmotnost
F _{gš}	[N]..... Tíhová síla šroubu
F _{gs}	[N]..... Tíhová síla hřídelové spojky
R _{1r}	[N]..... Radiální reakce ložiska v bodě uložení 1
R _{2r}	[N]..... Radiální reakce ložiska v bodě uložení 2
F _a	[N]..... Výsledná axiální síla v ložisku
F _r	[N]..... Výsledná radiální síla v ložisku
X.....	[-]..... Součinitel radiálního zatížení ložiska
Y.....	[N]..... Součinitel axiálního zatížení ložiska
P.....	[N]..... Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
a.....	[-]..... Součinitel typu ložiska

W_0[mm ³] Modul průřezu v ohybu
h[mm] Výška ploché rozváděcí tyče
d[mm] Vnitřní průměr trubky (polotovar rozváděcí tyče)
D[mm] Vnější průměr trubky (polotovar rozváděcí tyče)
E [Mpa] Yongův modul (modul pružnosti v tahu)
J_{min}[mm ⁴] Minimální kvadratický moment setrvačnosti
l[mm] Vzpěrná délka
i[mm] Poloměr osového kvadratického momentu
$\frac{l}{i}$[-] Štíhlostní poměr
p_p[pps] Počet pulzů řídicích pulzů za sekundu

1. ÚVOD

Rotorové dopřádací stroje často označované také jako bezvřetenové dopřádací stroje nebo jednoduše BD stroje se řadí mezi neustále rozvíjející se přádelnické stroje.

Spřádání je technologický proces výroby příze z různých materiálů, kde se rotorové dopřádací (dále jen „RD“) řadí až na konec výrobní linky příze. První myšlenka o využití těchto nekonvenčních dopřádacích strojů se objevila již v 60. letech 19. století. Díky ekonomickým přednostem RD šel vývoj těchto strojů poměrně rychle vpřed, v čemž podstatnou roli sehrála i tehdy Československá republika. Ta se do konce 70. let 20. století mohla pyšnit světovým prvenstvím výroby rotorových dopřádacích strojů (dále jen „RDS“). [6]

Aktuálním trendem vývoje je snižování ekonomické náročnosti výroby, zvyšování efektivnosti a výkonu produkce příze. Kvalitu příze ovlivňuje mnoho faktorů, jako např. rychlost předení, vlastnosti zpracovávaného pramene, pracovní prostředí stroje nebo i opotřebení mechanických komponent RDS. Tyto aspekty sebou přinášejí potřebu optimalizace nejen spřádací jednotky, ale i různé modifikace doprovodných mechanismů RDS. Tím může být právě i systém rozvádění, jenž je hlavním tématem této publikace.

Cílem a středem zájmu diplomové práce bylo spodní rozvádění příze na poloautomatických RDS. V úvodu se seznámíme s několika aktuálně používanými mechanismy pro manipulaci s přízí a zároveň si přiblížíme současný stav spodního rozvádění na strojích od firmy Saurer. Několik konstrukčních návrhů si představíme v následující kapitole, z níž byl vybrán právě jeden na základě vícekritériálního hodnotícího procesu. Vybrané díly zvoleného návrhu byly podrobeny optimalizačním výpočtům. V závěrečné páté části, byl vytvořen rozbor tyče spodního rozvádění s cílem vytipovat možné zdroje nepříznivého chování tohoto mechanismu, který by mohl posloužit jako odrazový můstek pro další kvalifikační práci.

2. TEORETICKÝ ROZBOR PROBLEMATIKY

V současné chvíli je známo několik druhů dopřádacích procesů. Prstencový je stále nejpoužívanějším typem pro výrobu staplových přízí. Druhou technologií je dopřádání kompaktní, které je podobného principu jako na výše zmíněných prstencových strojích. Mladšími bratry z rodiny dopřádacích strojů jsou nekonvenční bezvřetenové stroje, mezi něž například patří: rotorové, frikční a tryskové dopřádací stroje, které jsou častým tématem aktuálního vývoje v textilním průmyslu. [2,6]

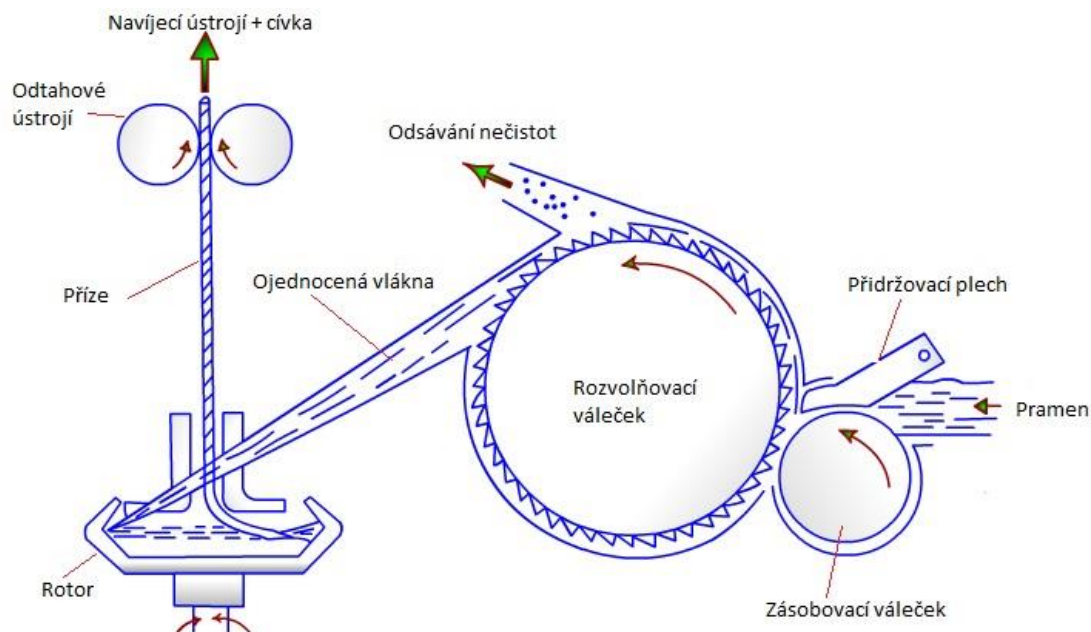
Vedle prstencových procesů, kde na rozdíl od BD strojů (označení pro RDS) nedochází k přerušení styku podávaných vláken, což přináší vyrobené přízi vyšší pružnost, tažnost a nižší objemnost, si bezvřetenové předení vytvořilo své místo zejména ve výrobě hrubších staplových přízí, ze kterých se nejčastěji vyrábí riflovina nebo kobercové textilie. [2]

2.1. ROTOROVÉ DOPŘÁDÁNÍ

Rotorové neboli bezvřetenové dopřádání je českým výrazem pro dopřádání s otevřeným koncem nití, z anglického open end spinning, ve zkratce OE. Jedná se o nekonvenční spřádací technologii pro výrobu příze, což znamená, že dochází ke krátkému přerušení styku zpracovávaného materiálu dodávaného do spřádací jednotky. Při technologickém procesu výroby příze se dopřádání řadí až na samotný konec textilní výrobní linky. Velikou výhodou RD je, že při této technologii odpadají hned dva pracovní přádelnické úkony, což značně zkracuje čas výroby a snižuje cenu příze. Bezvřetenové dopřádání se totiž obejde bez česání, přede tedy z mykaných vláken a cívky se překládají bez soukání rovnou do tkalcoven, či pletáren. [1,3,6]

Předlohou je pramen podávaný z konví umístěných pod spřádacími jednotkami, do kterých vstupuje pomocí zásobovacích válečků. Nejprve se vlákna ojednocují zoubky rozvolňovacího válečku, přičemž dochází i k vyčesávání a odsávání nečistot. Jednotlivá vlákna jsou poté vtahována do drážky rotoru, kde se vlákna shlukují a vytváří se z nich tenká stužka. Zde dochází ke kontaktu s koncem příze, která se otáčí společně s rotorem, sbírá ojednocená vlákna z drážky a zakrucuje je. Tím získává výsledná příze pevnost. Dutinkou v ose rotoru je hotová příze pomocí odtahového ústrojí kontinuálně dopravována k navíjecímu ústrojí, díky kterému je křížově navinuta na zpravidla

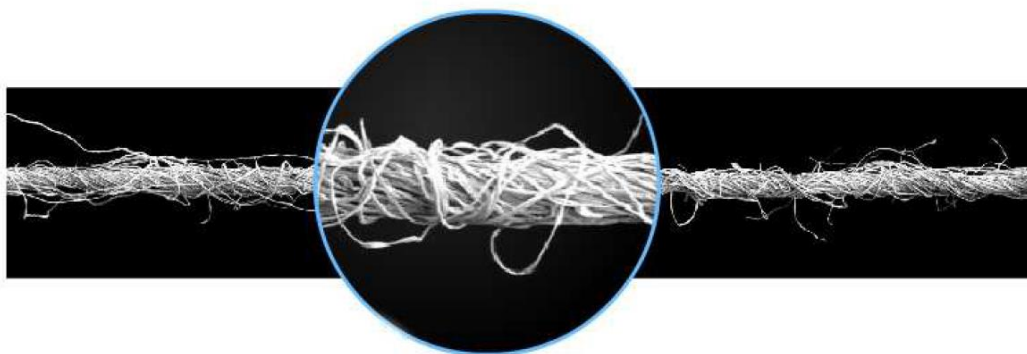
válcové nebo kuželové cívky pro jejich snadnou manipulaci při dalších textilních operacích. (7,6,8)



OBRÁZEK 1 SCHÉMA ROTOROVÉHO DOPRŘÁDACÍHO STROJE

2.1.1. VLASTNOSTI ROTOROVÉ PŘÍZE

Oproti přízi vyrobené prstencovým dopřádáním má bezvřetenová příze větší stejnosměrnost, vyšší pevnost v oděru a afinitu k barvivům. Naopak má větší náchylnost ke smyčkování vlivem až o 20% vyššího zákrutu. Má menší pevnost v tahu a matnější vzhled ve tkaninách a pleteninách. (7)



OBRÁZEK 2 ROTOROVÁ PŘÍZE (7)

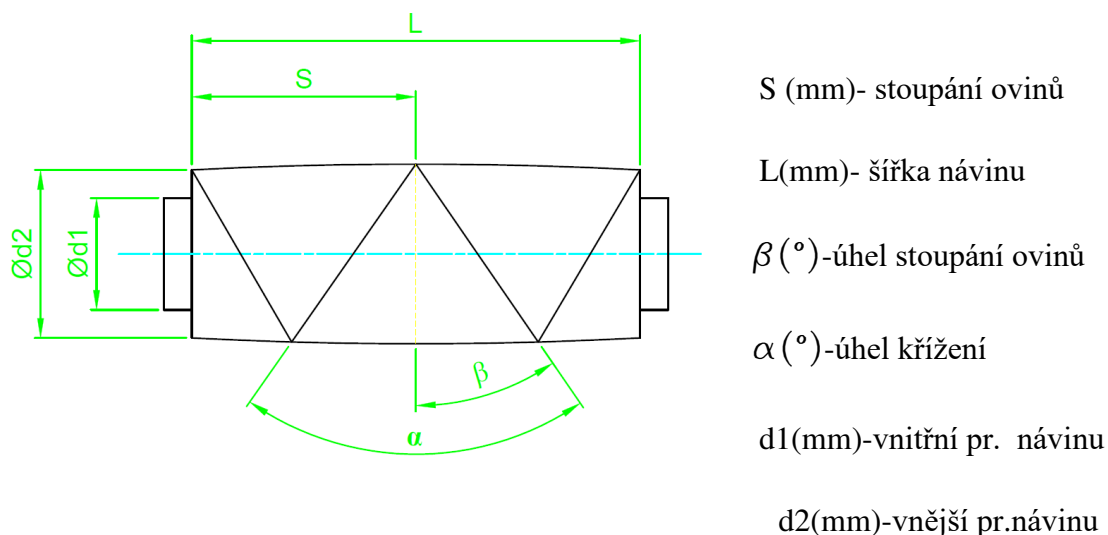
2.2. VINUTÍ CÍVEK

Cívka je těleso sloužící především k manipulaci nití v textilním průmyslu. Návin je tvořen pomocí navíjecího ústrojí, jehož chování lze popsat a rozdělit do dvou základních pohybů. Prvním pohybem je rotace cívky kolem její vlastní osy, kde se při jednom otočení cívky vytvoří právě jeden ovin. Rotaci doprovází přímočarý vratný pohyb zvaný jako rozváděcí, jehož pomocí ukládáme hotovou přízi po celé délce dutinky.[1]

2.2.1. DRUHY VINUTÍ

Druhů vinutí cívek existuje celá řada, většinou se liší tvarem, velikostí nebo dalšími parametry, které se odvíjí od použité dopřádací technologie tedy použitého stroje a požadavku pro další zpracování (barvení). Jelikož je diplomová práce zaměřena na rotorové dopřádání, budeme se v této kapitole zaměřovat právě na druhy vinutí cívek vhodných pro tuto technologii zpracování příze. [9]

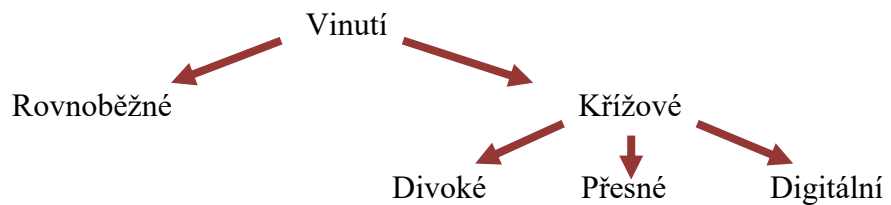
Cívky lze rozdělovat pomocí základních parametrů, které jsou zobrazeny na obrázku 3.



OBRÁZEK 3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VINUTÍ CÍVKY

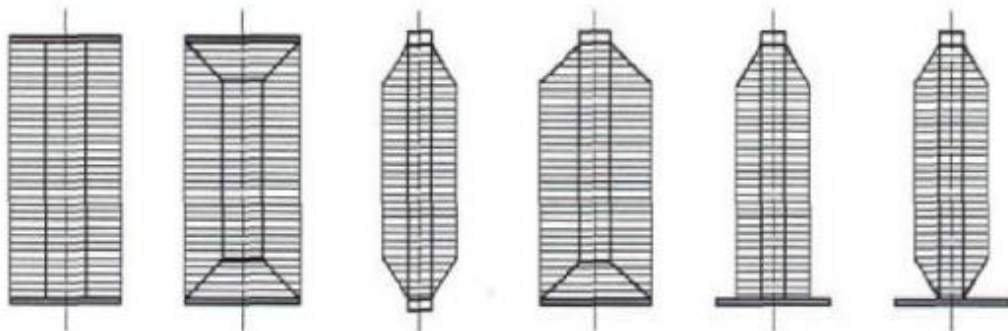
Dalším cívkou definujícím parametrem je soukací poměr, který udává počet vytvořených ovinů za jeden dvojjzdvih. Z obrázku 3 je zřejmé, že soukací poměr cívky je zde $R=4$. [9]

2.2.2. ZÁKLADNÍ TYPY A ROZDĚLENÍ VINUTÍ



ROVNOBĚŽNÉ VINUTÍ

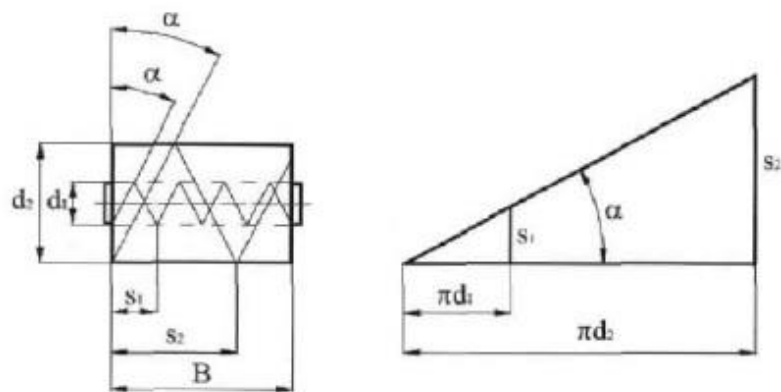
Tento typ návínů vzniká, pokud je úhel stoupání ovinů jen nepatrně větší než je průměr příze tedy malý úhel stoupání a zejména, když je rozváděcí rychlost v porovnání s navíjecí rychlostí výrazně nižší. Paralelně vinuté cívky se nedají barvit. Díky horšímu provázání návínů mají malou podélnou soudržnost, z čehož vzniká riziko sesuvu krajních ovinů, jež si žádá speciální tvary dutinek či ovinů.



OBRÁZEK 4 PARALELNĚ VINUTÉ CÍVKY (10)

DIVOKÉ KŘÍŽOVÉ VINUTÍ

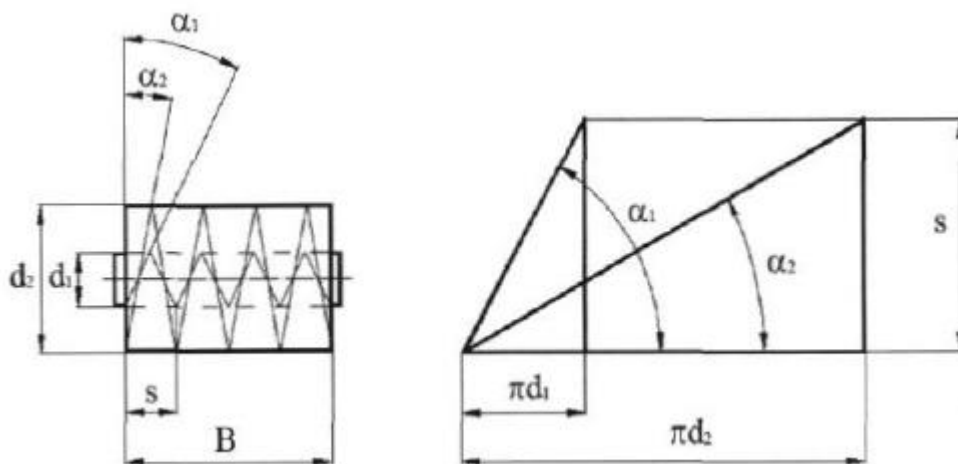
Divoké křížové vinutí se vyznačuje konstantním úhlem stoupání ovinů, kterého docílíme pevnou vazbou obvodové rychlosti cívky a rozváděcí rychlosti. Takto navíjené cívky se většinou pohání přes přítlačné válečky po obvodu cívky, což v praxi znamená téměř konstantní rychlost odvádění příze ze sprádacích jednotek. Tento technologický postup je výhodný právě pro rotorové dopřádání. [9]



OBRÁZEK 5 DIVOKÉ KŘÍŽOVÉ VINUTÍ (10)

PŘESNÉ KŘÍŽOVÉ VINUTÍ

Typickým znakem přesného křížového vinutí je konstantní velikost ovinů a s tím spojený konstantní soukací poměr. Cívky jsou poháněné v ose dutinky, z čehož vyplývá, že okamžitá obvodová rychlost návinu $v_o = \omega \cdot R$ nemá konstantní průběh z důvodu narůstajícího objemu (poloměru) návinu a musí být pevně vázána na úhlovou rychlost dutinky. Tímto technologickým procesem vinutí jsme schopni docílit až o 30% vyššího měrného objemu návinu. Bohužel se však v praxi vyskytuje minimálně a to právě kvůli nutnosti zvyšující se odtahové rychlosti příze ze spřádací jednotky. [9]



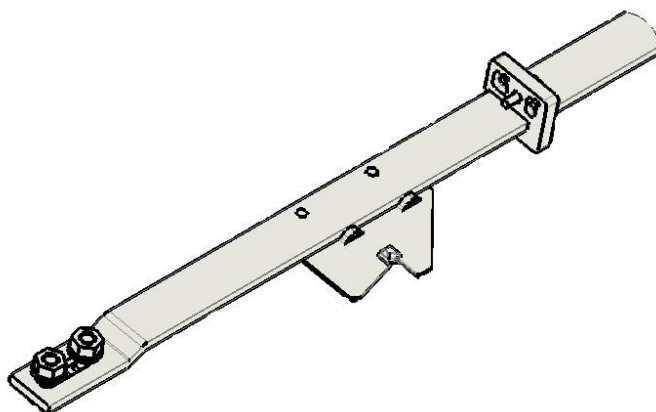
OBRÁZEK 6 PŘESNÉ KŘÍŽOVÉ VINUTÍ (10)

2.3. SPODNÍ ROZVÁDĚNÍ PŘÍZE

Spodní rozvádění příze, v anglickém jazyce označováno jako „Low yarn distribution“, je doprovodným mechanismem odtahového ústrojí, které odvádí hotovou přízi ze spřádací jednotky směrem k navíjecímu zařízení. Jelikož jsou odtahové válečky navíjecího zařízení tvořené elastickými povrchy pro zvýšení vláknového tření a tím k získání efektivního odtahu, dochází ke značnému opotřebení těchto povrchů. Abychom eliminovali tzv. prořezávání odtahových válečků, využíváme právě spodní rozvádění příze. Jedná se o mechanismus, který vykonává přímočarý vratný pohyb často připomínající rozmazávání krajů při navíjení na cívky. Odváděná příze tím přichází do styku po celé délce elastického povrchu válečků. Při ideálním nastavení tak dochází k rovnoměrnému opotřebení a eliminaci lokální poruchy válečků tedy prořezávání povrchů.

2.4. KONSTRUKCE TYČE SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ NA STROJI BD7 FIRMY SAURER

Jedná se o jednoduché uspořádání, kde nosnou součástí je plochá tyč obdélníkového průřezu. Materiál polotovaru je typická konstrukční ocel S235JRG2. Rozváděcí tyč má povrchovou úpravu pro zvýšení jakosti povrchu, čímž dochází ke snížení tření v kluzném uložení.

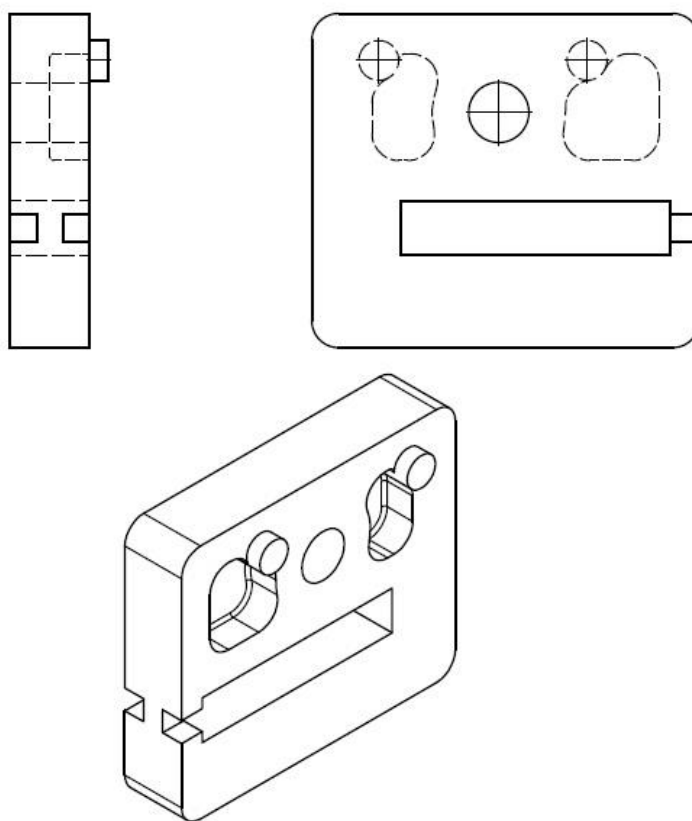


OBRÁZEK 7 TYČ SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ PŘÍZE

Tyč je osazená vodítky a snímači kvality příze, které nejsou viditelné na obrázku 7 z důvodu ochrany informací. Po připojení sekce je možné tyč nastavit pomocí šroubových spojů viz. obrázek 7.

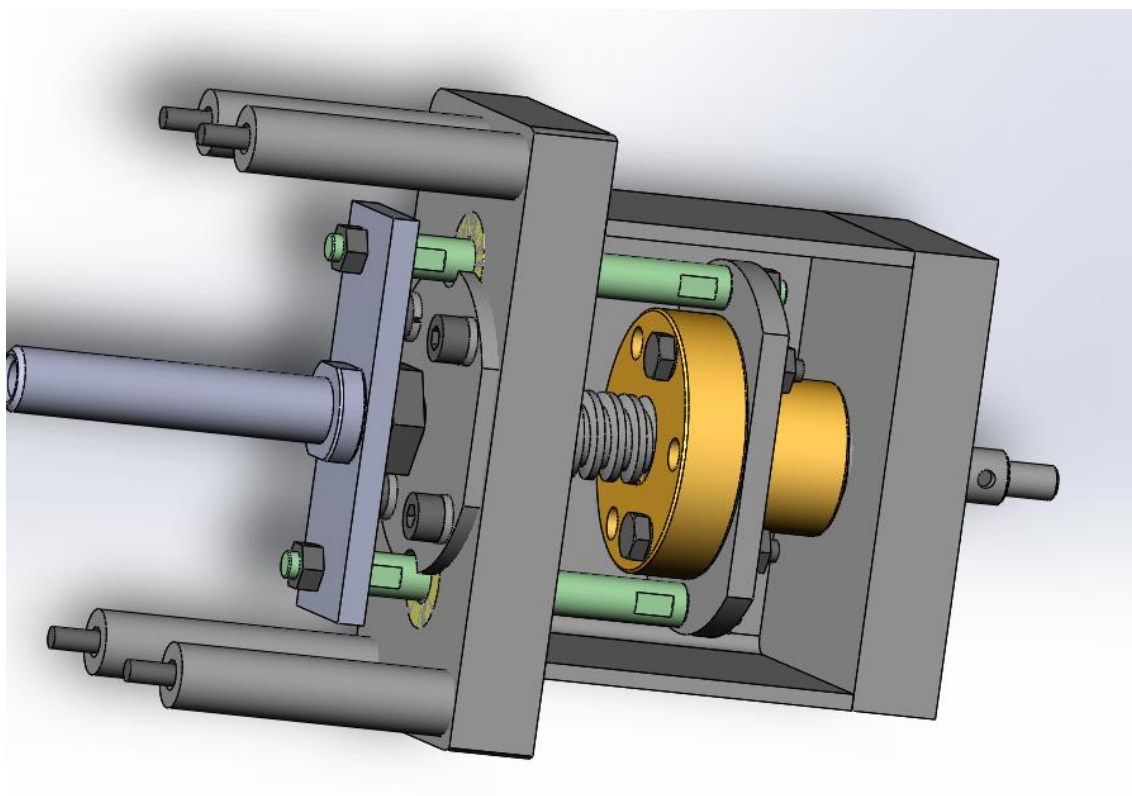
2.4.1. STUDIE SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ TYČE SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ

Jedním z možných bodů, který skrývá prostor k optimalizačnímu řešení, je konstrukce rozváděcí tyče. Při maximální zástavbě stroje (24 sekcí po obou stranách) někdy dochází k neplynulému chodu tyče. Tento jev sebou přináší zvýšené opotřebení tzv. kluzátek, ve kterých je soustava spodního rozvádění uložena. Častá výměna kluzných příchýtek tyče vede ke zvýšení servisních nákladů, navíc způsobuje prostoje stroje a snižují tím efektivitu výroby příze. Na obrázku 8 je současné řešení kluzného uložení rozváděcí tyče.



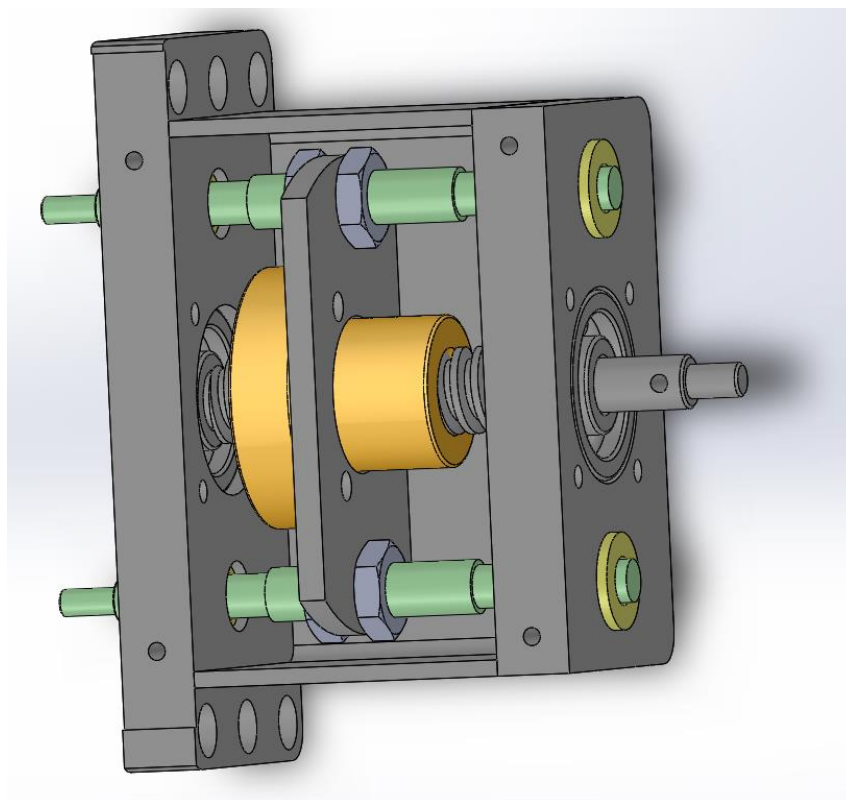
OBRÁZEK 8 KLUZNÉ ULOŽENÍ ROZVÁDĚCÍ TYČE

Druhým a hlavním problémem spodního rozvádění příze je časté opotřebení kluzných pouzder v převodovém mechanismu napojeném na pohon. V těchto kluzných ložiscích cyklují vodící tyče, které přenáší pohyb z trapézové matice na výstupní hřídel. Stejně tak jako v předchozím případě by častá výměna kluzných pouzder znamenala navýšení servisních nákladů a času odstávek stroje, které by naopak snižovaly efektivitu stroje.



OBRÁZEK 9 SOUČASNÉ ŘEŠENÍ POHONNÉ JEDNOTKY SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ

Uložením vodících tyčí (zeleně označené na obrázku 9 výše) ve dvou sousých podporách na obou stranách v převodové skříni na místo pouze jedné podpory na jedné straně skříně, bychom mohli zvýšit životnost pouzder. Zatížení by se nám rozneslo do dvou výše zmiňovaných uložení, zároveň bychom snížili maximální hodnotu ohybového napětí v tyči a tolerancí sousosti děr pro ložiska bychom pak mohli zajistit klidný chod a nedocházelo by tak k přičení v jednom bodě viz obrázek 10.



OBRÁZEK 10 ULOŽENÍ VODÍCÍCH TYČÍ VE DVOU PODPORÁCH

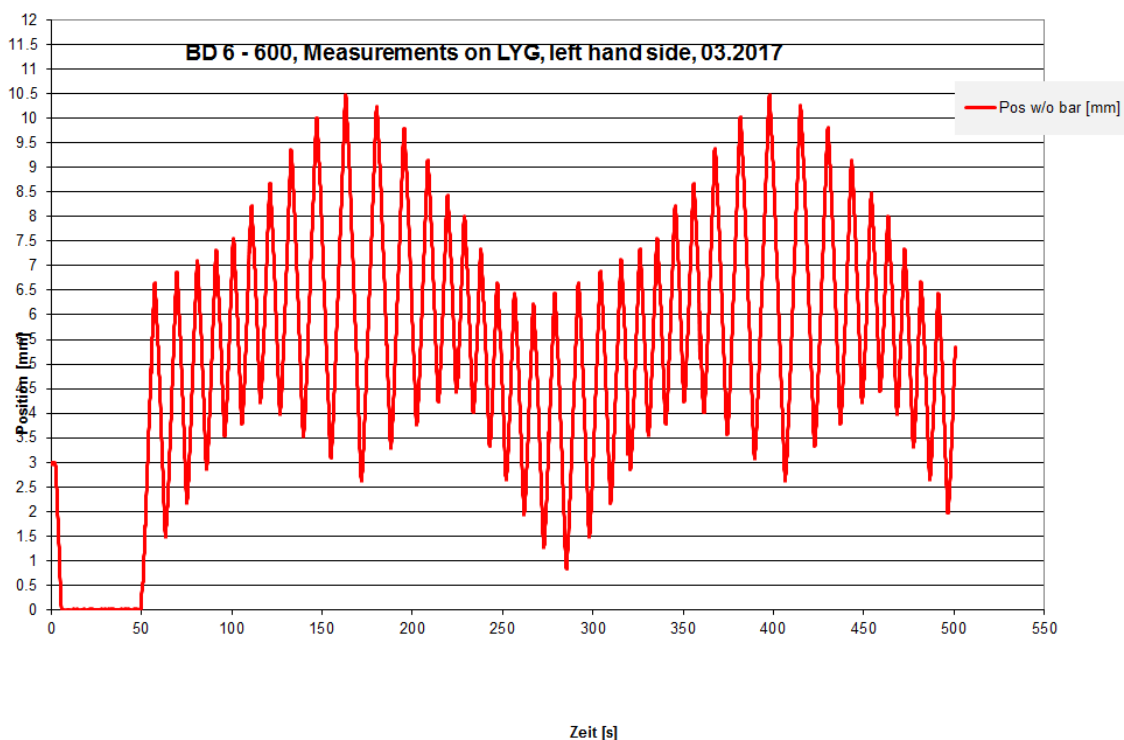
Toto řešení by se však neshodovalo s prioritami návrhu uvedenými v následujícím odstavci a to konkrétně se snížením výrobních nákladů. Cenu by zde zcela jistě navýšil dvojnásobný počet kluzných pouzder, geometrická tolerance souososti děr nebo třeba vyšší spotřeba materiálu polotovarů vodících tyčí. Právě z těchto důvodů využijeme tento přibližný návrh jen jako příklad pro názorné objasnění problematiky a nebudeme ho v dalších odstavcích dále rozvádět.

2.4.2. POŽADAVKY PRO NÁVRCH MECHANISMU SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ PŘÍZE

Naším nejdůležitějším úkolem je eliminovat nedostatky mechanismu zmíněné v předchozím odstavci a zvýšit tak dobu provozu stroje vůči jeho servisním odstávkám.

Mechanismus musí mít možnost indikace polohy, ze které by mohl startovat svůj rozváděcí pohyb připomínající rozmazávání krajů při navíjení cívek viz. graf 1. Nejedná se tedy o potřebu spojitého snímání polohy, ale pouze o indikaci určitého výchozího bodu, který musí být mechanismus schopný nalézt po každé odstávce stroje. Tím se

vyvarujeme možnosti rozvádění příže mimo rozsah odtahových válečků, například při nechtěném vychýlení rozváděcí tyče během servisní odstávky stroje nebo při výpadku elektrické energie.



GRAF 1 POHYB TYČE SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ (ZDROJ: DATA SAURER)

Dalším aspektem, který je třeba respektovat je cena mechanismu, kterou nemáme k dispozici z důvodu firemních předpisů o mlčenlivosti. Budeme tedy vycházet z předpokladu, že pokud se budeme držet základních pravidel pro ekonomické navrhování součástí, jsme schopni ceny při nejmenším udržet, popřípadě i zredukovat. Při návrhu mechanismu bychom se mohli například soustředit na maximalizaci poměru použitých standardizovaných součástí a rozměrů k součástem vyráběných dle naší výkresové dokumentace. Pokusíme se zredukovat celkový počet součástí, což vede ke snížení skladových zásob a tím k poklesu ceny pro udržování výroby. V neposlední řadě se budeme snažit o zredukování počtu technologických procesů u vyráběných dílů, popřípadě zkrácení výrobního času, což můžeme ovlivnit například dobře zvolenými tolerancemi.

Dalším kritériem, na které nesmíme zapomínat je jednoduchost montáže, zejména pak nezaměnitelnost dílů. Návrh zohledňující toto hledisko nám může ušetřit výrobní časy

montážní linky, předejít poruchám funkčnosti a tím snížit režijní náklady vyráběných montážních sestav.

Posledním zadaným požadavkem je vytvořit studii mechanismů, které by mohly být konkurenceschopnou náhradou pohybového šroubu a matice. Tzn., porovnat několik návrhů, kde by všechny měly splňovat výše zmiňované nároky.

3. STUDIE POSUVOVÝCH LINEÁRNÍCH SOUSTAV

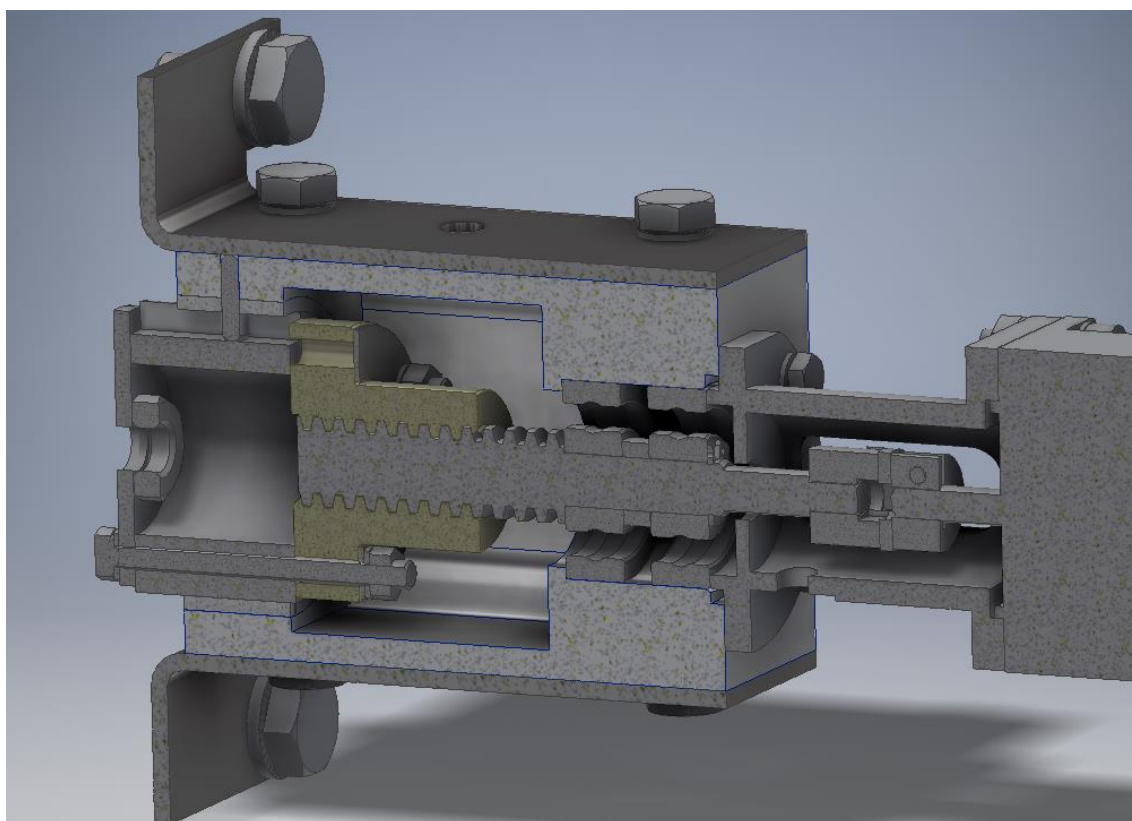
Tato kapitola je zaměřena na konstrukční řešení mechanismů vykonávající lineární posuvné pohyby. V konstrukci strojů můžeme narazit na celou řadu těchto pohybových uzlů. Příkladem by mohly být pohybové šrouby (valivé nebo kluzné), šnek se šnekovým hřebenem, pastorek a hřeben, klikový mechanismus nebo třeba lineární motor. Ne všechny mechanismy jsou ideální pro naši aplikaci. Proto jsme vybrali pouze 3, které budou níže rozebrány a zkonstruovány. Ostatní pohybové uzly byly vyhodnoceny jako nevhodné. Pro doprovodné ústrojí jako je spodní rozvádění příze, kde se tyč pohybuje velmi pomalými rychlostmi s malým zdvihem a nevelkým zatížením, by bylo zbytečné a neekonomické využít např. kuličkového pohybového šroubu, či šnekového převodu.

3.1. NÁVRH Č. I - PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ S TRAPÉZOVÝM ŠROUBEM

Pohybové šrouby jsou určeny k přeměně pohybu rotačního na posuvný, zřídka se v konstrukcích strojů můžeme setkat i s variantou opačnou. Často se využívají s výhodou u pomaloběžných mechanismů, jako jsou např. svěráky, vodící šrouby soustruhů nebo zvedáky. I když mají lichoběžníkové závity menší účinnost způsobenou vlivem tření, než závity se čtvercovým profilem, v praxi jsou téměř vždy upřednostňovány pro jeho snazší výrobu zejména závitu v matici nebo pro možnost využití příčně dělené matice, která vymezuje vůli při zvyšujícím se opotřebení. [18] Nejen z těchto důvodů jsme i my zvolili v naší převodové skříni trapézový pohybový šroub. Dalším podnětem, který nás vedl k využití tohoto silového spojení, byla možnost vytvoření retrofitní sestavy pro současně používané pohonné jednotky spodního rozvádění příze na strojích od společnosti Saurer. Úsporou by v tomto případě byla i možnost využití současných skladových zásob některých komponent. Změnou sestavy

se stejným převodovým poměrem si také zaručíme jistotu využití současného softwaru pro řízení a nevznikne tak požadavek pro vývoj nového algoritmu pracovního pohybu v kompatibilním programovacím prostředí.

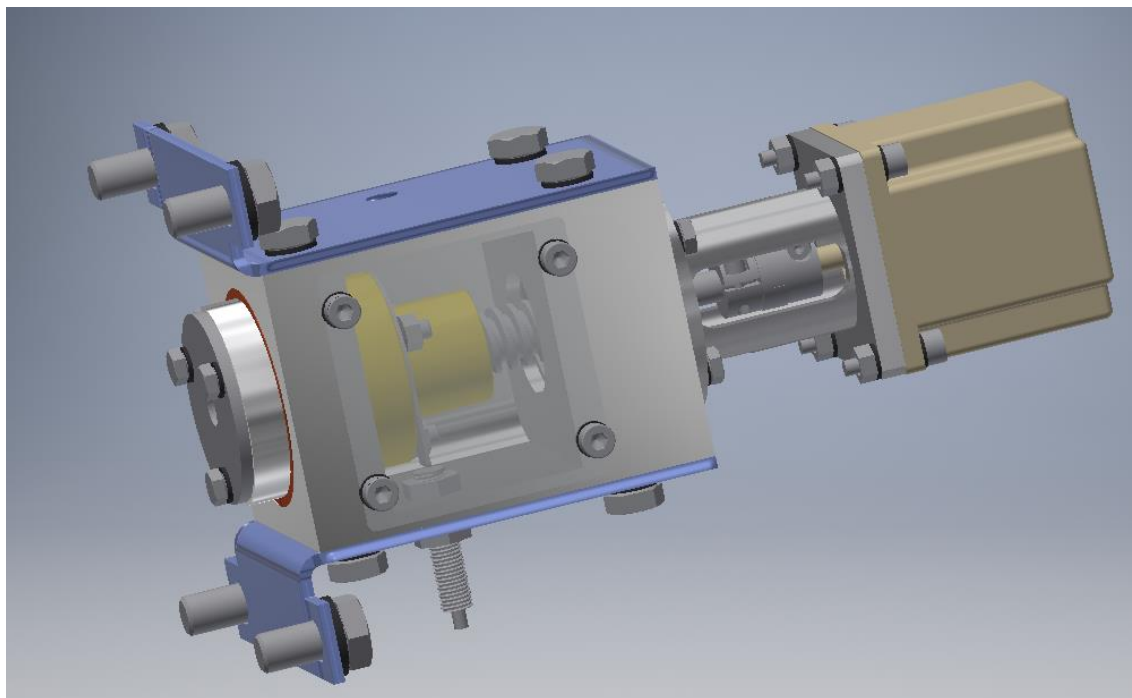
Jeden z požadavků na výsledný návrh byl zvýšit životnost kluzných pouzder. Ta by se mohla např. zlepšit větší styčnou plochou kluzných ložisek. I z toho jsme vycházeli při prvním návrhu převodového mechanismu spodního rozvádění příze. Vodicí tyče jsme nahradili přírubou připevněnou k matici pohybového šroubu, která vykonává přímočarý vratný pohyb v jednom kluzném pouzdru, jehož styčná plocha je několikanásobně větší, než u ložisek současného řešení.



OBRÁZEK 11 NÁVRH Č.1 POHYBOVÝ ŠROUB - ŘEZ

V drážce příruby se smýká čep upevněný ve skříni, který zamezuje rotačnímu pohybu matice. Indukční polohové čidlo je našroubováno skrz konzolu ve spodní části skříně a reaguje na přítomnost 1,5mm silného plechu upevněného k trapézové matici pomocí šroubových spojů. Trapézový šroub je uložen letmo ve skříni ze slitiny hliníku EN AW-2007, která zaručuje dobrou obrobitelnost pro její krátkou třísku a možnost rychlého posuvu při obrábění snižuje výrobní časy, tedy i cenu obrobku. Motor je ke

skříni připevněn přes přírubu, v níž je spojen šroub s výstupní hřídelí motoru pomocí pružné spojky. Z důvodu standardizace dílů jsou konzoly pro upevnění celé pohonné jednotky k rámu stroje zaměnitelné, proto díra vypálená ve vrchním ohraněném plechu, přes kterou je na spodní straně skříně připevněno čidlo polohy, může někdy působit nadbytečně.

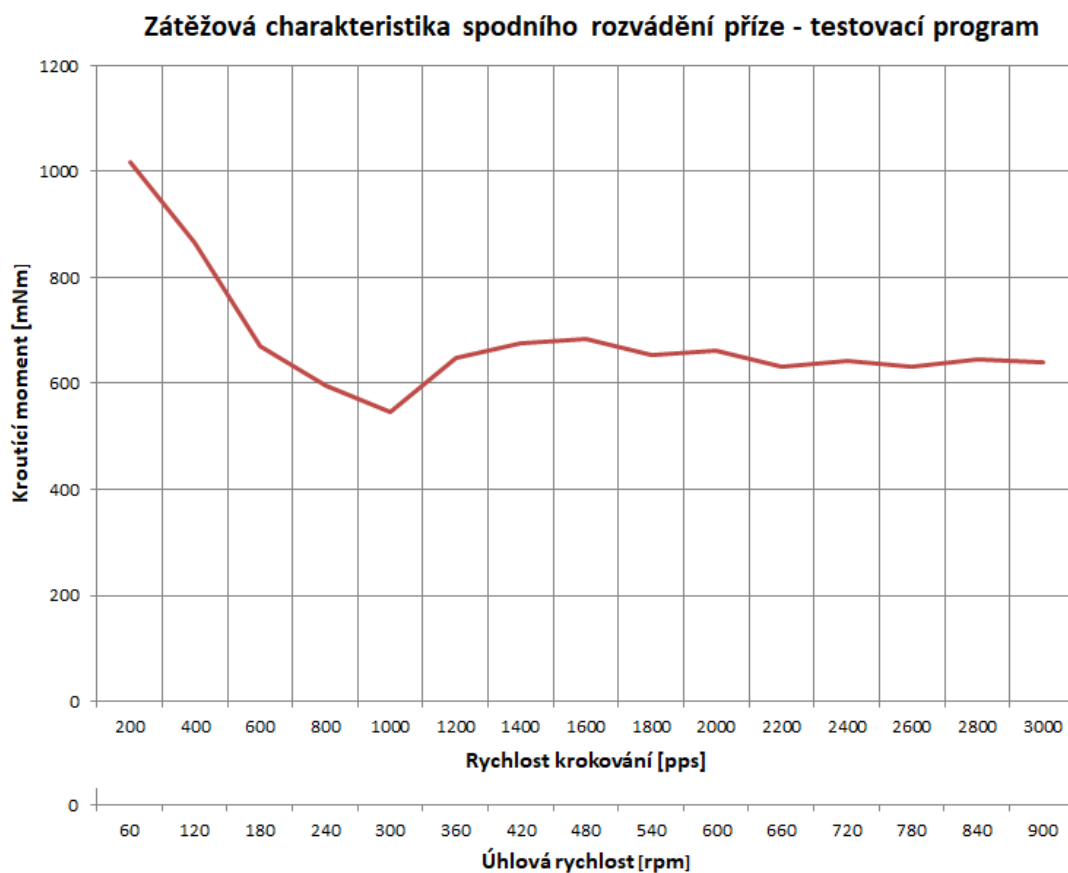


OBRÁZEK 12 NÁVRH Č 1 POHYBOVÝ ŠROUB

Z technologického hlediska můžeme zvažovat využití plastových matic, jelikož v převodové soustavě nevyužíváme velkých rychlostí (rychlostní omezenost z důvodu nárůstu teplot) a zatížení. Navíc se na trhu vyskytují tzv. samomazné plastové matice, které by v našich podmínkách textilního průmyslu mohly být přínosné a to nejen tím, že odpadá povinnost domazávání během cyklů údržby. Na druhou stranu dodavatelé nedoporučují párovat plastové matice se šrouby vyráběnými třískovým obráběním, ale s válcovanými šrouby, které zaručují lepší jakost povrchu. Ta sebou naopak přináší o něco vyšší cenu šroubu.

Zatížení původního mechanismu oproti zatížení námi navržené sestavy se bude lišit jen nepatrně z důvodu rozdílných pasivních odporů v kluzném uložení na výstupu z převodové skříně. Při výběru elektromotoru lze tedy vycházet z momentové charakteristiky současného krokového motoru viz. graf 2 níže, která byla změřena

firmou Saurer na současně použitých krokových motorech pro pohon spodního rozvádění příze.



GRAF 2 ZÁTĚŽOVÁ CHARAKTERISTIKA SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ PŘÍZE

Zátěžová momentová charakteristika je zadána v jednotkách [pps] pulzů za sekundu, proto musíme upravit rychlost otáčení trapézového šroubu. Reakci rotoru krokového motoru na řídicí impuls je odezva označována jako krok. Ten v případě vybraného krokového motoru (23KM-K144U, předpokládaný motor pro výběr, podrobněji probráno v kapitole 5.3) je $1,8^\circ$. Abychom docílili plynulejšího chodu při našem jemném posuvu, můžeme využít mikrokrokování, kterým zjemníme hodnotu jednoho kroku např. *64 krát*. Rychlost lineárního posuvu spodního rozvádění je zřejmá z grafu 1. Její hodnota činí $1[\text{mm/s}]$. Při využití trapézového šroubu se stoupáním $4[\text{mm/ot}]$, pak při naší zástavbě dostaneme z rovnice hodnotu $\frac{1[\frac{\text{mm}}{\text{s}}]}{4[\frac{\text{mm}}{\text{ot}}]} = 0,25[\frac{\text{ot}}{\text{s}}]$.

Přepočet na pulzy za sekundu při plném kroku bychom tedy mohli vyjádřit způsobem:

$$krok = 1,8^\circ \rightarrow \frac{360^\circ}{1,8^\circ} = 200 \left[\frac{kroků}{ot} \right] \quad (1)$$

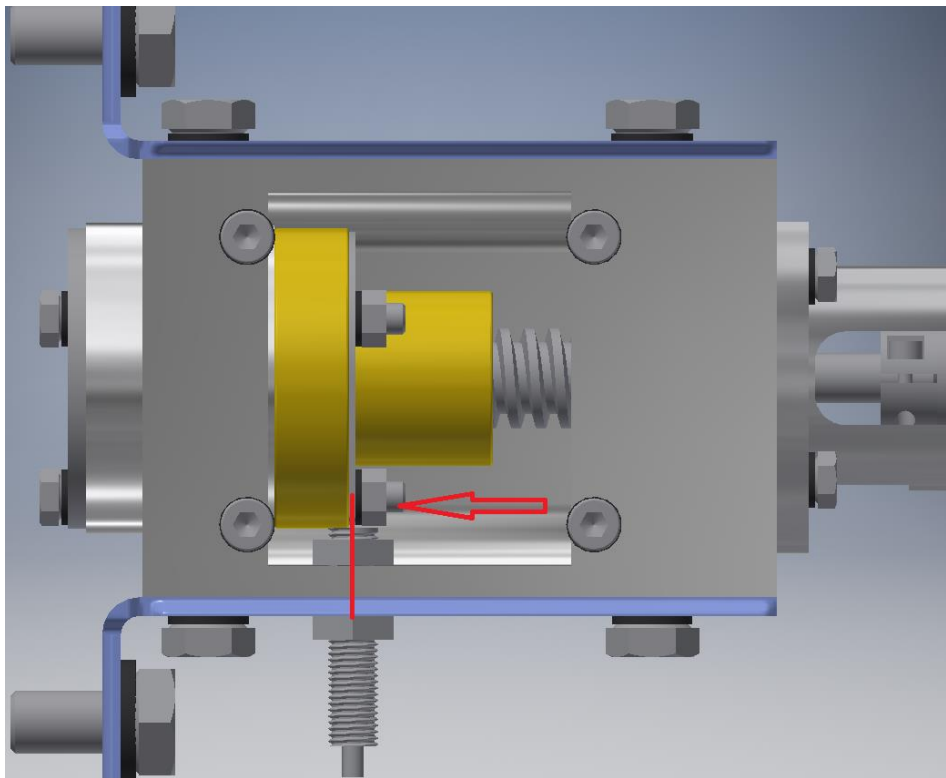
$$p_p = 0,25 \left[\frac{ot}{s} \right] \cdot 200 \left[\frac{krok}{ot} \right] = 50 [pps] \quad (2)$$

To nám poslouží jako odrazový můstek pro výběr elektromotoru. Prozatím budeme počítat s krokovým motorem Minabea 23KM-K144U, který v případě, že bychom se rozhodli pro návrh číslo 1, podrobíme podrobnější kontrole.

Abychom splnili všechny zadané požadavky na systém spodního rozvádění příze, musíme také zajistit indikaci středové polohy odvíjecích válečků. Opět existuje nepřehledné množství snímačů polohy. V našem případě se spokojíme s nespojitým snímačem polohy tedy pouze s dvouhodnotovým čidlem, který nám plně postačí jako zdroj vstupních logických hodnot pro najetí mechanismu do startovní pozice. Na výběr nám tedy zbývají např. mechanické koncové spínače, magneticky ovládané spínače (kontaktní a bezkontaktní) indukční, kapacitní nebo optoelektrické. Při selekci jsme nezvažovali kontaktní čidla polohy pro jejich omezenou životnost sepnutí (opalování kontaktů) a závislosti funkční spolehlivosti snímače oproti dorazu. Kapacitní snímače by v našem prašném prostředí zase mohly reagovat na nečistoty a prach, který je téměř nedílnou součástí hal pro výrobu textilních materiálů a zejména proto jsme i ty vyhodnotili jako nevhodné. Při zvažování kritérií cena, funkčnost a dostupnost se nakonec ukázala jako jasná volba indukční čidlo pro snímání polohy. [19]

Po každé odstávce stroje je nutné, aby vodiče příze na tyči spodního rozvádění najely přímo na střed odtahových válečků. Jelikož náš mechanismus nemá nijak zajištěné kontinuální snímání polohy, budeme muset naprogramovat tzv. driver krokového motoru tak, aby okamžitě po zapnutí začal hledat pozici indukčního čidla. To by se zcela jistě dalo provést několika způsoby. Z důvodu maximální redukce použitého materiálu, ať pro výrobu šroubu nebo skříně, jsme se snažili vytvořit pohybovou jednotku co nejmenší zástavby. Proto jsme také umístili indukční snímač lehce za úvrať zdvihu tak, aby po nastartování stroje matice vždy jela doleva do té doby, dokud plech pro snímání polohy nedojede přímo nad úroveň indukčního čidla do tzv. spínací

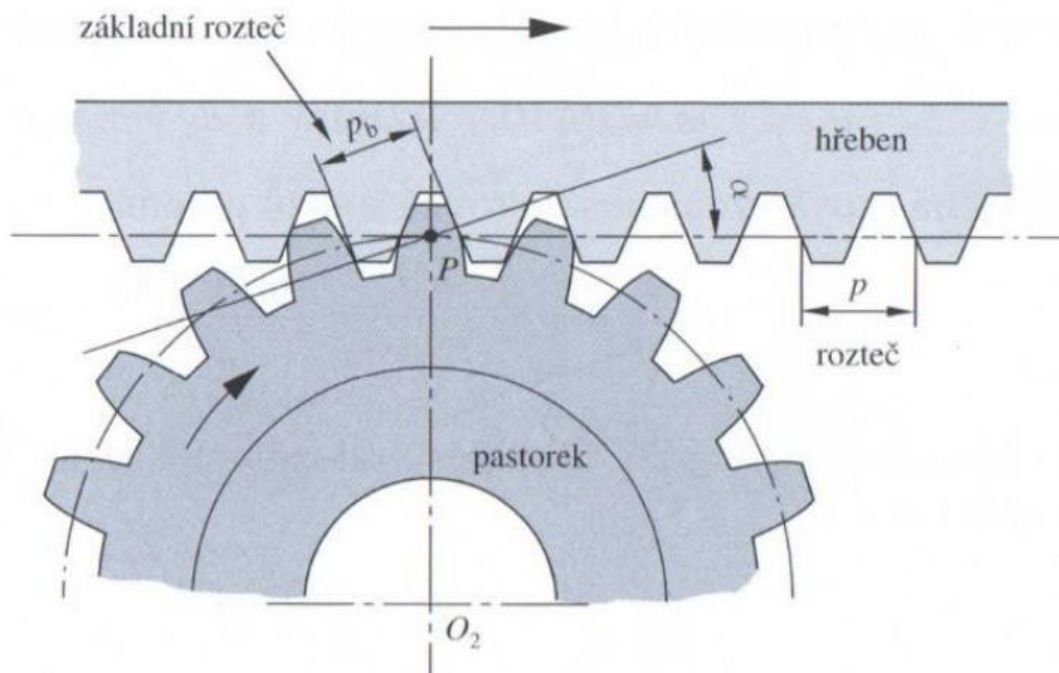
vzdálenosti čidla. Od toho bodu by pak startoval naprogramovaný cyklus připomínající rozmazávání krajů cívký při navíjení hlavního rozvádění příze na rotorových dopřádacích strojích.



OBRÁZEK 13 NAJETÍ DO STARTOVACÍ POZICE

3.2. NÁVRH Č. II – POHYBOVÉ USTROJÍ S PASTORKEM A OZUBENÝM HŘEBENEM

Část ozubeného kola, jehož průměr roztečné plochy je nekonečný, nazýváme ozubeným hřebenem. „Odpovídajícím rovinným útvarem je profil ozubeného hřebene, u něhož evolventní profily přecházejí v přímky.“ [18] Mechanickým spojením pastorku a ozubeného hřebene můžeme vytvořit lineární translační jednotku, tedy převádět rotační pohyb na pohyb lineární. Princip je zřejmý z obrázku 14.

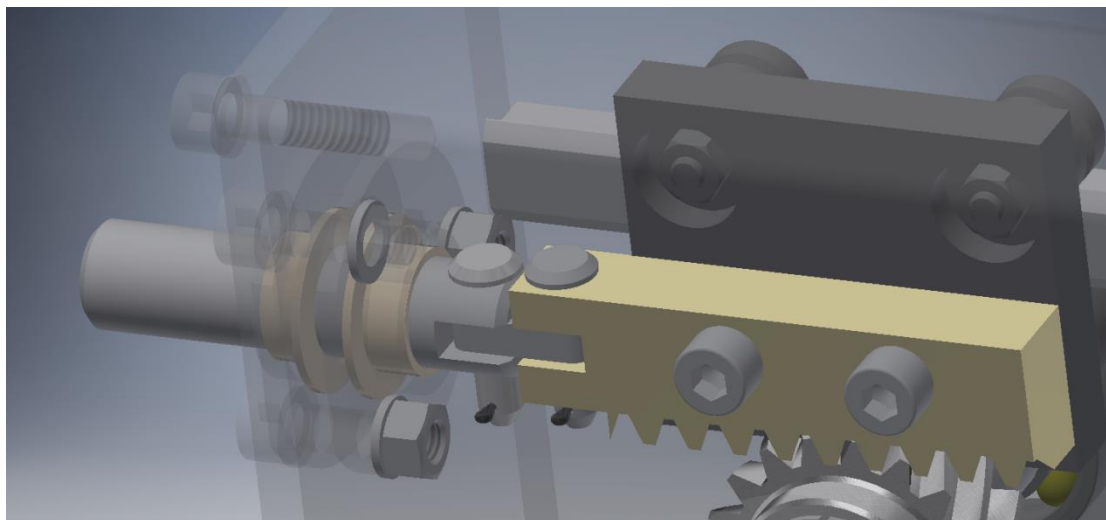


OBRÁZEK 14 OZUBENÝ HŘEBEN V ZÁBĚRU S PASTORKEM[18]

Stejně tak, jako u ozubených soukolí, můžeme narazit na hřebeny s přímým a šikmým ozubením. Přímé ozubení je jednodušší na výrobu, na druhou stranu se vyznačuje menším součinitelem záběru. Přejít mezi spolu zabírajícími zuby není tak plynulý a dochází k rázům. Na straně druhé u ozubených převodů se šikmým ozubením musíme počítat s vyšší cenou a s přítomností axiální síly, která namáhá ložiska hřídele pastorku. Na takováto silové spojení můžeme často narazit v konstrukci jednoúčelových strojů. Hřebene a pastorku se např. často využívá k pohonu posuvů CNC pracovních stolů, zvedáků nebo třeba i při konstrukci napínacího zařízení dopravníků. Výhodami těchto translačních jednotek jsou např. velké zdvižné síly, dlouhé zdvihy, s využitím převodovky můžeme získat velké převodové poměry nebo třeba možnost využití nepřímého odměřování. Na druhé straně se samozřejmě i u tohoto mechanismu vyskytují nevýhody. Pastorek s hřebenem vyžaduje mazání, které má velký vliv na třecí síly. Ty jsou důvodem opotřebení komponent, díky kterému pak vznikají vůle v translační jednotce.

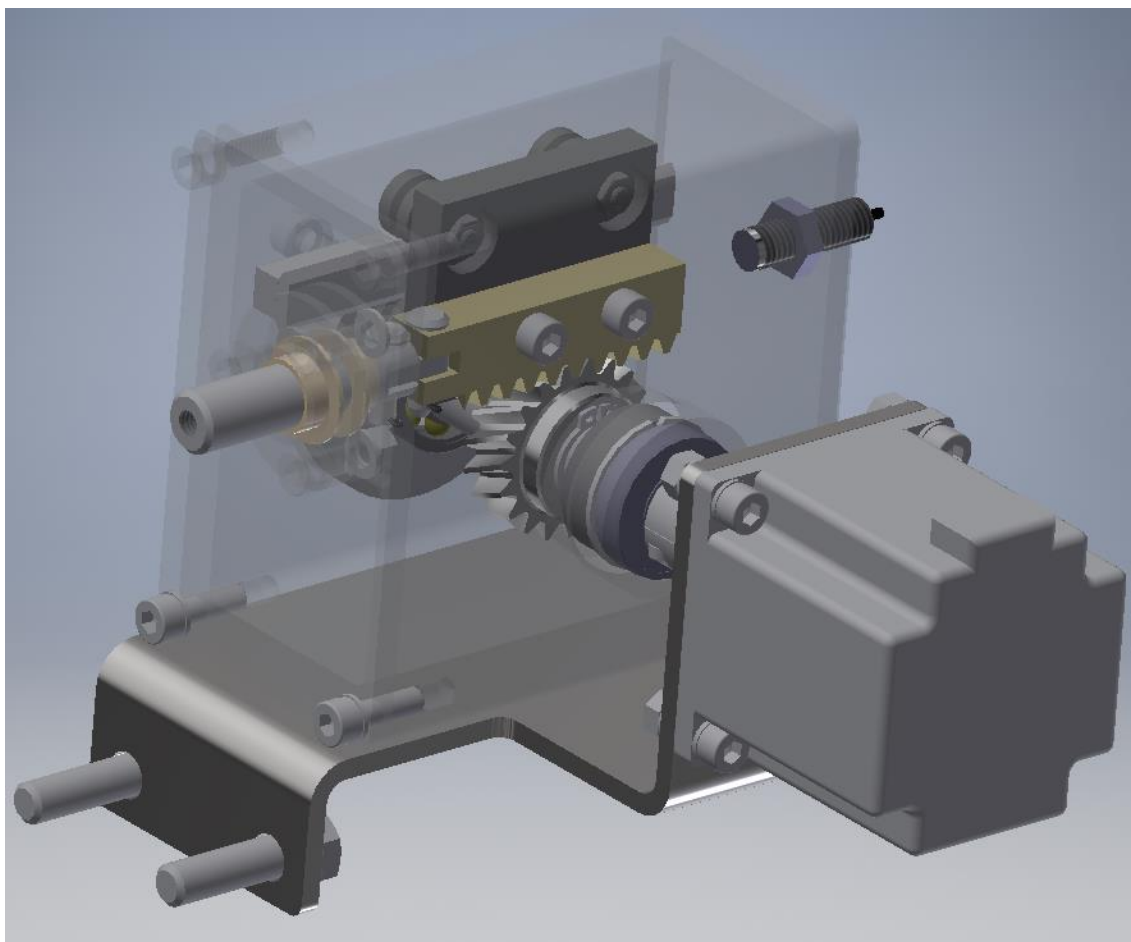
V našem návrhu je hřeben upevněn k lineárnímu vedení, které sestává z rolníkového vozičku s kolejkou upevněnou ke skříni. Výhodou tohoto pojezdu je, že sestavu můžeme koupit u mnoha výrobců zabývajících se lineární technikou.

Při případném poškození lze navíc koupit pouze jednotlivé součásti například pojezdové rolny, které jsou také katalogizované. Výstupní hřídel je spojena přes plech se dvěma čepy vyrovnávající osové odchylky tak, aby kluzná plastová ložiska nebyla tolik zatěžována v radiálním směru a to zejména proto, že některé rolnové vozíky, které se vyskytují na trhu, mohou mít poměrně velké vůle.



OBRÁZEK 15 SPOJOVACÍ PLECH VÝSTUPNÍ HŘÍDELE S HŘEBENEM, NÁVRH Č. 2

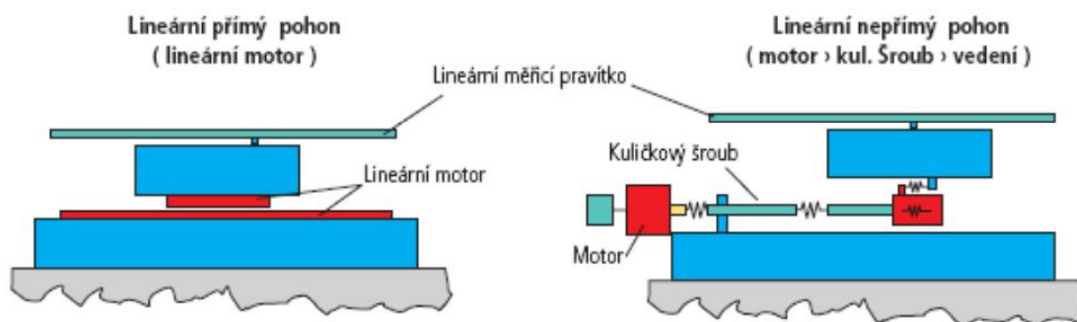
Hřídel přenáší zatížení na pastorek skrze těsné pero uložené v drážce hřídele, která je uložena na každé straně skříně v jednom kuličkovém ložisku. Na straně, kde hřídel vystupuje ze skříně, je uloženo gufero, přes které neprochází prach vytvářející se během výroby příze a prodlužuje nám tím dobu mezi servisními odstávkami z důvodu mazání silového spojení hřebene a pastorku. Konzola je vyrobena z jednoho ohraňového plechu, k ní je pomocí šroubových spojů připevněna skříň, která je vyrobena ze standardizovaného jacklového polotovaru. Abychom splnili podmínku indikace polohy, je ve svařeném víku skříně vyříznut závit pro indukční čidlo. Algoritmus pohybu spodního rozvádění by mohl vypadat tak, že po každé odstávce stroje nebo jeho restartování by krokový motor rotoval vpravo najížděcí rychlostí, dokud by hřeben neprotnul prostor spínací vzdálenosti čidla. Z této pozice by například věděl, že má popojet několik otáček zpět, aby se dostavil na startovací pozici pracovního pohybu. Na obrázku 16 níže je vykreslen náš kompletní konstrukční návrh sestavy popsané v textu výše.



OBRÁZEK 16 NÁVRH Č. 2 PASTOREK S OZUBENÝM HŘEBENEM

3.3. NÁVRH Č. III – VYUŽITÍ STANDARDIZOVANÉHO LINEÁRNÍHO ELEKTROPOHONU

Lineární elektropohon můžeme definovat jako zařízení určené pro přeměnu elektromechanické energie tvořené vhodnými elektrotechnickými součástmi, jehož výstupními hodnotami jsou parametry přímočarého mechanického pohybu, odvozené od vstupních řídicích signálů obsluhy nebo nadřazených řídicích, regulačních či automatizačních členů. [11] Lineární pohony obecně můžeme rozdělit na přímé a nepřímé. Přímé pohony jsou takové, jejichž aktivní části motoru vykonávají totožný pohyb s poháněným mechanismem. Nepřímé pohony jsou naopak typické přítomností mechanických převodů pro získání výsledného translačního pohybu z točivého elektromotoru.



OBRÁZEK 17 ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH POHONŮ [11]

3.3.1. PŘÍMÉ LINEÁRNÍ POHONY

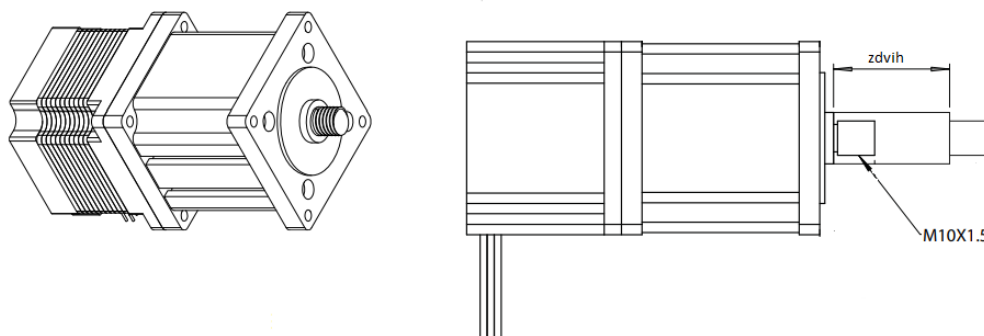
V oblasti lineárních techniky stále častěji nachází své uplatnění lineární elektromotory a to zejména díky svým vlastnostem, jež kupříkladu jsou: rychlosti posuvu, možnosti přesné regulace, dynamické vlastnosti, absence mechanických převodů, které zvyšují vůli mechanismů, opotřebení a nepřesnost polohování. I když cena této technologie zaznamenává klesající trend, stále bývá často negativním a rozhodujícím faktorem při vývoji lineárních soustav. Dalšími nevýhodami těchto motorů jsou např. krátké zdvihy, které jsou odvozené od konstrukce sekundární části. Přívod elektrické energie (případně chladicí kapaliny) musí být umístěn ve vlečném řetězci, který chrání kabely od mechanického poškození a zajišťuje plynulý pohyb s aktivní částí.[12,13]

V našem případě sériové výroby cena hraje velkou roli, proto jsme toto řešení nadále nezvažovali a přenechali ho aplikacím jednoúčelových strojů s výhodou, či nutností malé zástavy.

3.3.2. NEPŘÍMÉ LINEÁRNÍ POHONY

Tyto lineární pohony jsou tvořeny točivým elektromotorem a mechanickým převodem rotačního pohybu na translační. [11] Existuje celá řada těchto pohonů, které se mohou lišit typem elektromotoru, převodními mechanismy pohybu, přítomností nebo absencí převodovky. Právě z toho důvodu, že se na trhu vyskytuje široká škála těchto typů pohonů, se pokusíme najít takový katalyzovaný typ lineární jednotky, který by kompletně nahrazoval naši sestavu.

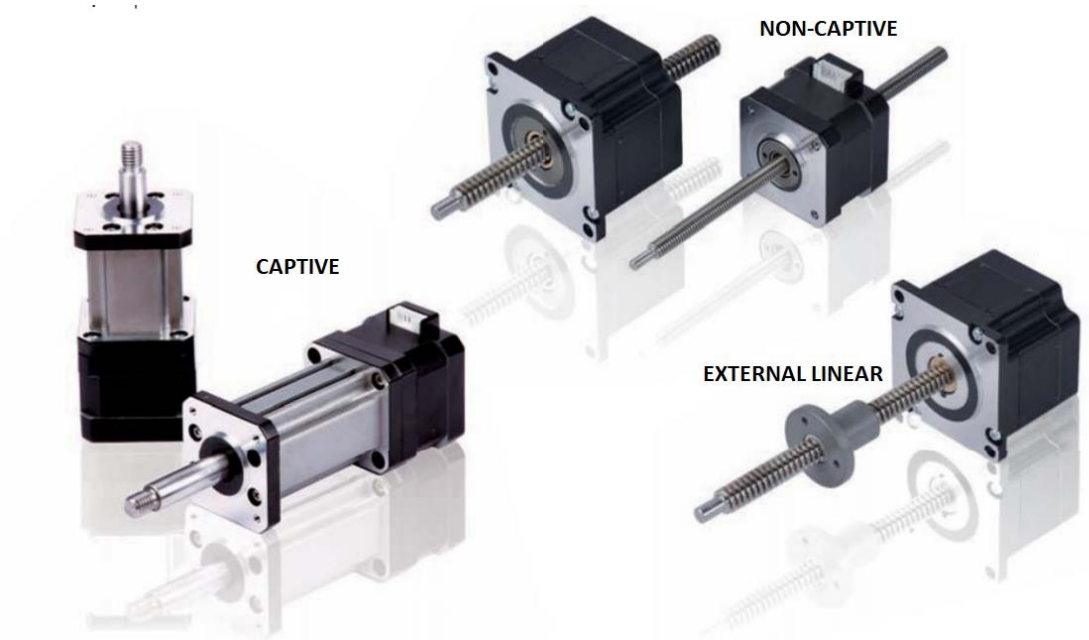
Jedním z mnoha distributorů na českém trhu je společnost *Raveo*, která dodává lineární aktuátory od společnosti *Fastech*. Jak jsme již zmínili výše, tyto pohybové jednotky se od sebe liší například velikostí motoru, převodovým mechanismem, jeho uložením apod. Stejně tomu je tak i u lineárních pohonných jednotek od této společnosti. Při výběru musí pohon splnit hned několik doporučených kritérií, abychom ho mohli uznat za vhodný. Těmito kritérii jsou např. velikost zatížení, max. rychlost posuvu, max. zdvih, přesnost polohování, opakovatelnost polohování a orientace posuvu (vertikální/horizontální). Vzhledem k našim podmínkám jsme po konzultaci s aplikačním oddělením společnosti *Raveo* a na základě zadaných silových požadavků vybrali motor s typovým označením NEMA23. U výběru konstrukčního provedení vazby matice a trapézového šroubu jsme zvažovali tři základní uložení pohybových šroubů a matic. Prvním a zároveň takovým nejkomfortnějším řešením je tzv. uložení „captive“. Jedná se o pohonnou jednotku, jejíž výstupní hřídel vykonává lineární pohyb a je zajištěna proti pootočení, z čeho právě vychází její název. Náčrt tohoto lineárního aktuátoru naleznete níže na obrázku 18.



OBRÁZEK 18 LINEÁRNÍ POHON-MECHANICKÉ ŘEŠENÍ CAPTIVE[15]

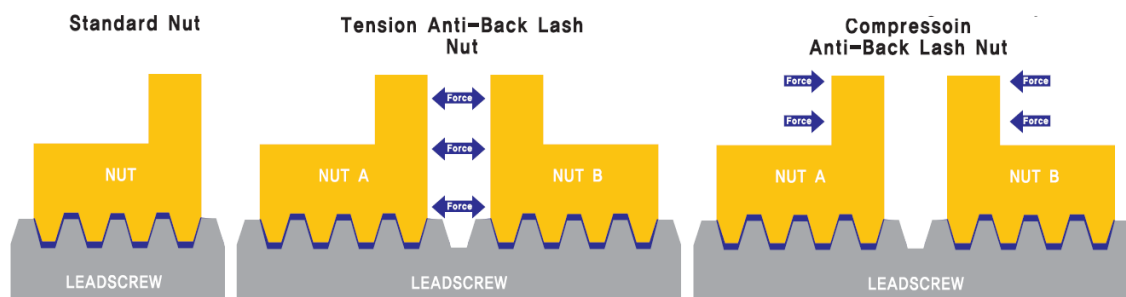
Další variantou provedení převodového mechanismu je tzv. „non captive“. Jedná se o nejlevnější řešení, kde je matice připevněna k motoru, od kterého přejímá rotační pohyb. Trapézový šroub prochází skrze aktuátor po obou stranách. Jelikož šroub vykonávající lineární pohyb není zajištěn proti pootočení, musí tuto funkci zabezpečit připojené břemeno. Tato varianta by mohla být například přínosná u rotorových doprđadacích strojů, které mají pohon spodního rozvádění uložen uprostřed sekcí namísto stranové zástavby ve skříní.

Posledním základním katalogovým uspořádáním šroubu a matice je tzv. „external linear.“ Zde je šroub připevněn k rotoru krokového motoru, matice je pak připojena k poháněnému zařízení, které je zajištěno proti pootočení a pohybuje se společně s maticí po trapézovém šroubu.



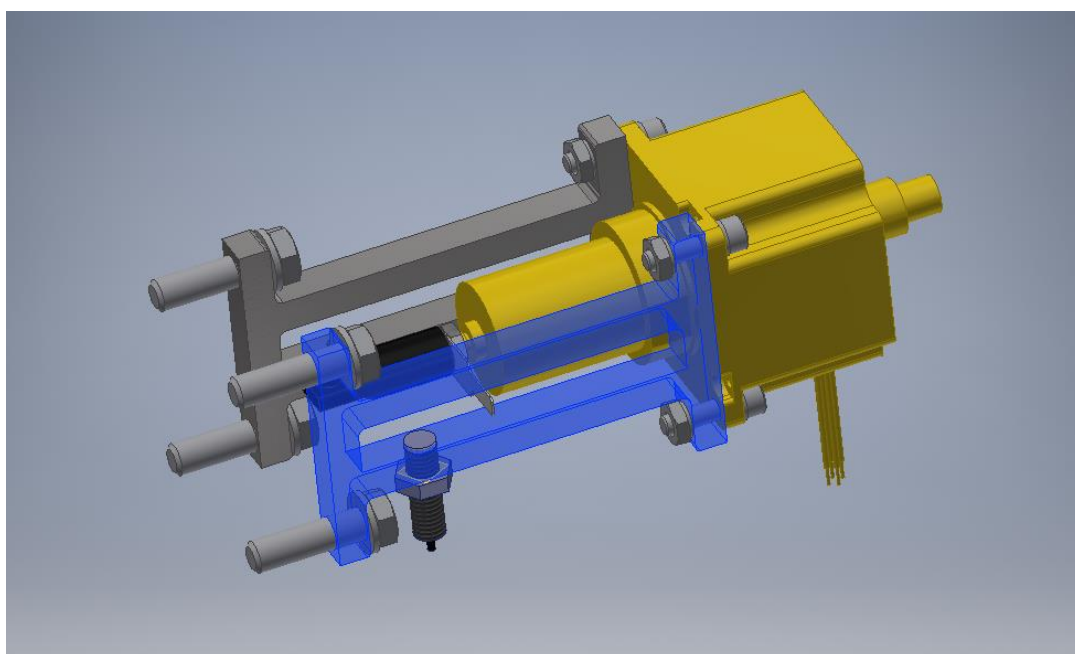
OBRÁZEK 19 ZÁKLADNÍ USPOŘÁDÁNÍ MATICE A POHYBOVÉHO ŠROUBU LINEÁRNÍCH POHONŮ [15]

Matice lineárních aktuátorů jsou vyrobeny z polyacetalu s lubrikačními přísadami pro docílení samomaznosti. Na trhu se objevuje několik typů, nejlevnější variantou je obyčejná samomazná matice. Naopak nejdražším a zároveň nejsofistikovanějším řešením jsou tzv. samomazné matice se samočinným vymezením vůle. Jelikož jsou komponenty kluzně pohybových lineárních systémů vystaveny tření, dochází k značnému opotřebení v průběhu jejich životnosti. Takovéto opotřebení sebou přináší nárůst vůlí v pohybové jednotce, které se dají trvale odstranit využitím matic se samočinným vymezením vůlí. Jedná se o dvě obyčejné samomazné matice, které jsou propojeny pružinou pro zajištění neustálého přítlaku v závitech matice a šroubu i v případech reverzujících pohybů viz obrázek 20. [22]



OBRÁZEK 20 MATICE SE SAMOČINNÝM VYMEZENÍM VŮLÍ [23]

Naším dvěma předchozím návrhům se nejvíce přibližujeme s uložením „captive“. Toto spárování matice s pohybovým šroubem navíc také představuje uzavřenou soustavu, která je vhodnější pro naše prašné prostředí. Právě i z tohoto důvodu tedy volíme uložení „Captive“. [22] Jelikož u spodního rozvádění příze přesnost nehraje až tak velkou roli, můžeme přistoupit na jednodušší a levnější princip obyčejných matic bez samočinného vymezení vůle. Jediné co nám v tomto katalogizovaném návrhu v tuto chvíli schází pro splnění všech zadaných požadavků, je zajistit identifikaci středové polohy přitlačných válečků. Toho můžeme docílit vložení plechu mezi výstupní hřídel tyče spodního rozvádění a lineárního aktuátoru, na který by mohlo reagovat indukční čidlo našroubované do námi navrhnuté konzoly, což je viditelné na obrázku 21 níže.

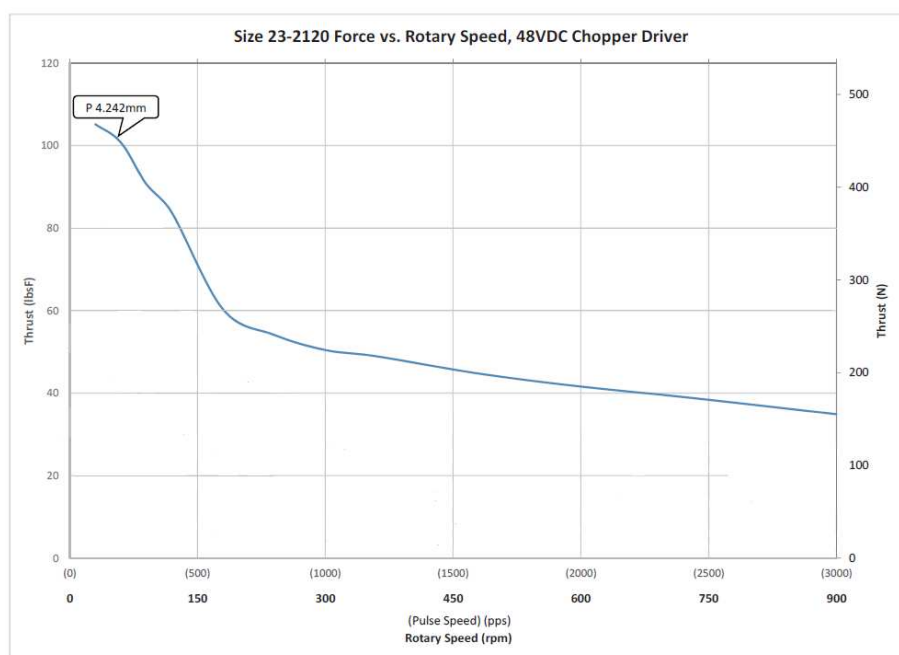


OBRÁZEK 21 NÁVRH Č. 3 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR CAPTIVE

Specifikace lineárního aktuátoru NEMA23- Captive jsou.

Pr. závitu	Stoupání z.	Označení výrobce	Posuv/krok	Krok	Max. tah	Doporučený tah
9	4,2418[mm]	P	0,021[mm]	1,8°	1400[N]	920[N]

TABULKA 1 SPECIFIKACE LINEÁRNÍHO POHONU NEMA 23[22]



GRAF 3SILOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORU NEMA23 [22]

4. POROVNÁNÍ A VYHODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH NÁVRHŮ

V publikacích zabývajících se hodnotícími analýzami se často vyskytuje tzv. vícekritériální hodnotící proces. Ten si můžeme představit jako takový pracovní recept, cílem kterého je učinit optimální rozhodnutí na základě vstupních podmínek tzv. kritérií. Varianty jsou při vícekritériálním hodnocení explicitně zadané a tvoří konečnou množinu proměnných. Kritéria mohou být kvantitativního, či kvalitativního charakteru, nebo mohou být maximalizační i minimalizační (požadujeme co největší výkon, ale co nejnižší cenu) a vzájemně konfliktní (nižší cena výrobku znamená horší kvalitu). [17]

V našem případě (rozhodování mezi třemi variantami) si nejprve určíme kritéria, dle kterých bychom měli vyhodnotit optimální sestavu. Významnosti jednotlivých kritérií

nebudou stejná, proto musíme provést jejich rozčlenění, aby rozhodovací analýza co nejvíce odpovídala zadaným požadavkům. Jednou z možností vyjádření této významnosti je kvantitativní řešení pomocí tzv. číselných vah. Pro určení těchto číselných vah existuje celá řada metod. Jednou z nich je i Fullerova metoda. Ta vychází z myšlenky, že při větším počtu kritérií je jednodušší srovnávat navzájem vždy pouze dvě. Mezi nimi jsme schopni snáze rozhodnout o tom, které je důležitější. Aby váhy kritérií stanovené různými hodnotiteli byly srovnatelné, vyjadřujeme je v tzv. normovaných hodnotách, které v případě Fullerovy metody můžeme vyjádřit ze vztahu. [16,17]

$$v_i = \frac{f_i}{\frac{n(n-1)}{2}} ; i = 1, 2, \dots, n \quad (3)$$

Kde f_i představuje počet preferencí, které kritérium získá z Fullerovy matice a n je počet kritérií, které jsme níže určili. Na základě těchto vah vyhodnotíme navržené sestavy. [16,17]

kritérium	obsah kritéria
K1	Cena
K2	Spolehlivost, dostupnost ND a servisovatelnost
K3	Jednoduchost montáže
K4	Retrofitnost s původní sestavou

TABULKA 2 KRITÉRIA ROZHODOVÁNÍ

Z výše uvedených kritérií jsme si určili priority. Platí tedy, že $K1 > K2 > K3 > K4$. Fullerovu matici si můžeme představit:

K1	K1	K1
K2	K3	K4
	K2	K2
	K3	K4
		K3
		K4

TABULKA 3 FULLEROVA MATICE PRO URČENÍ VAH KRITÉRIÍ

Kde tučně označená jsou kritéria, která jsou v dané dvojici preferována. Počet preferencí vydělený počtem všech porovnání nám udává váhu. Nevýhodou Fullerovy

metody je, že nejméně preferované kritérium má nulovou váhu, i když se nejedná o bezcenný rozlišovací rys. Abychom se tomuto vyvarovali, můžeme navýšit četnost preferencí u každého z kritérií o 1. Vypočítané váhy by pak v našem případě vycházely takto:

Kritérium k	počet preferencí	váha v_k
K1	3+1	2/3
K2	2+1	1/2
K3	1+1	1/3
K4	0+1	1/6

TABULKA 4 VÁHA KRITÉRIÍ

Cílem vícekritériálního hodnocení je stanovit pořadí dle vhodnosti jednotlivých variant z hlediska zvolených kritérií. Abychom tak učinili, je potřeba udělat kalkulaci jednotlivých návrhů pro posouzení prvního kritéria. Ceny jsou poptané na základě výkresů z přílohy A. Tyto kalkulace můžeme považovat pouze za orientační, jelikož ceny nejen vyráběných, ale i katalogizovaných dílů ovlivňuje mnoho faktorů jako např. rámcové smlouvy, roční odběr, kompletní odběr sortimentu u daného dodavatele, lokalita, logistika apod. U ostatních kritérií si určíme pořadí dle krátkého rozboru založeného na použitých komponentech, složitosti sestavy a také např. rizik chyb vzniklých při montáži mechanismu. Budeme tedy vybírat dle našeho subjektivního pohledu, kde by se názor případných ostatních hodnotitelů mohl lišit. [16,17]

Pro vyhodnocení kritéria K1 naleznete v příloze B tabulky s rozepsanými cenami jednotlivých komponent všech tří návrhů. K režijním nákladům týkajícím se konkrétně výrobních časů montážní linky jsme přiřadili fiktivní hodinové sazby, abychom mohli i tento nezanedbatelný faktor do kalkulace zahrnout. Reálné hodinové sazby a výrobní časy, které se odvíjí např. od vybavení dané firmy, nemáme k dispozici, proto použijeme fiktivní hodnoty. Z tabulek je zřejmé, že cenově se nejlépe jeví návrh č. 1 a dále již pokračujeme sestupně tedy návrh č.2 a č.3. Všem návrhům jsme na základě pořadí stanovených dle kritérií přiřadili body, abychom si mohli určit optimální řešení. Přiřazené body se rovnají převrácené hodnotě jejich vyhodnoceného pořadí v aktuálním kritériu viz. tabulka č. 5.

	Pořadí pro dané kritérium = počet bodů nb			
Kritérium	Návrh č. 1	Návrh č. 2	Návrh č. 3	Váha kritéria
K1	1. = 3 body	2. = 2 body	3. = 1 bod	2/3
K2	2. = 2 body	1. = 3 body	3. = 1 bod	1/2
K3	2. = 2 body	3. = 1 bod	1. = 3 body	1/3
K4	1. = 3 body	3. = 1 bod	2. = 2 body	1/6
Suma preferencí	<u>4,16</u>	<u>3,33</u>	<u>2,5</u>	

TABULKA 5 VYHODNOCENÍ NÁVRHŮ

Celkový výsledek nám udává tzv. suma preferencí, která vychází z rovnice:

$$\text{suma preferencí} = \sum_{i=1}^4 (v_{k_i} \cdot n_{b_i}) \quad (4)$$

Slovy bychom tuto rovnici mohli vyjádřit jako sumu násobku bodů a váhy daného kritéria vztaženého k jednotlivým návrhům. Čím je vyšší číslo sumy preferencí, tím je vyšší vhodnost daného návrhu v naší aplikaci.

VYHODNOCENÍ

Nejvhodnějším návrhem pro naše použití je návrh č. 1 a to nejen proto, že se jedná o nejlevnější sestavu pohonu spodního rozvádění příze, ale také z důvodu retrofitnosti. Stejný převod šroubového spojení nám např. zajistí zaměnitelnost softwaru naprogramovaného pro řízení krokového motoru nebo dokonce použitelnost současného řízení (driveru) a motoru.

Návrh. č. 2 bychom pravděpodobně preferovali v aplikaci jednoúčelových strojů, jelikož cena je o něco vyšší než u prvního návrhu. Na druhou stranu je tato sestava složena z více standardizovaných dílů, či polotovarů, které jsou výhodnější pro jejich servisovatelnost. Silové spojení pastorku s ozubeným hřebem se pocitově zdá být robustnější. Dal by se tedy předpokládat větší počet cyklů po dobu životnosti převodového ústrojí.

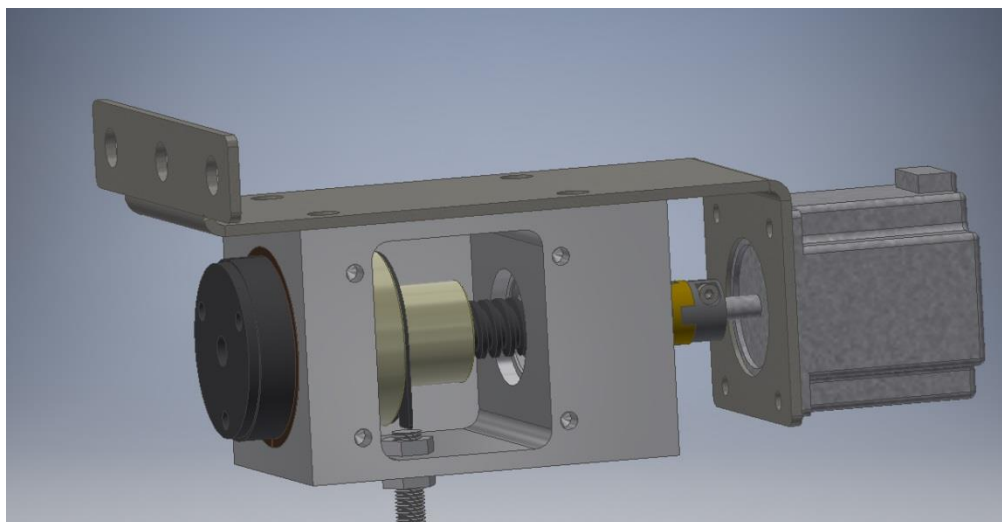
Třetí návrh bychom mohli například také preferovat při využití v jednoúčelových strojích v případech, kdy by se apelovalo na čas vývoje a nehledělo se tolik na cenu výsledného stroje.

5. ÚPRAVA A VÝPOČET VYBRANÉHO NÁVRHU:

5.1 ÚPRAVA VYBRANÉHO NÁVRHU

Z důvodu sériové výroby, do které by případně zasáhla námi navržená sestava, bylo zadání této diplomové práce doprovázeno velkým důrazem na cenu konečného návrhu. V této kapitole jsme proto udělali studii na modifikaci ceny již vybraného návrhu. V praxi bychom tento krok mohli přirovnat k první revizní úpravě prototypové sestavy v algoritmu navrhování a plánování strojních součástí. Smyslem tohoto postupu je se znovu vrátit a otevřít činnost navrhování, přičemž máme lepší pojem například právě o cenách použitých komponent. V kapitole 3.1 jsme si představili sestavu, která na základě vícekritériální rozhodovací analýzy byla zvolena jako nejvhodnější alternativa viz. obrázky 11 a 12 v kapitole 3.1.

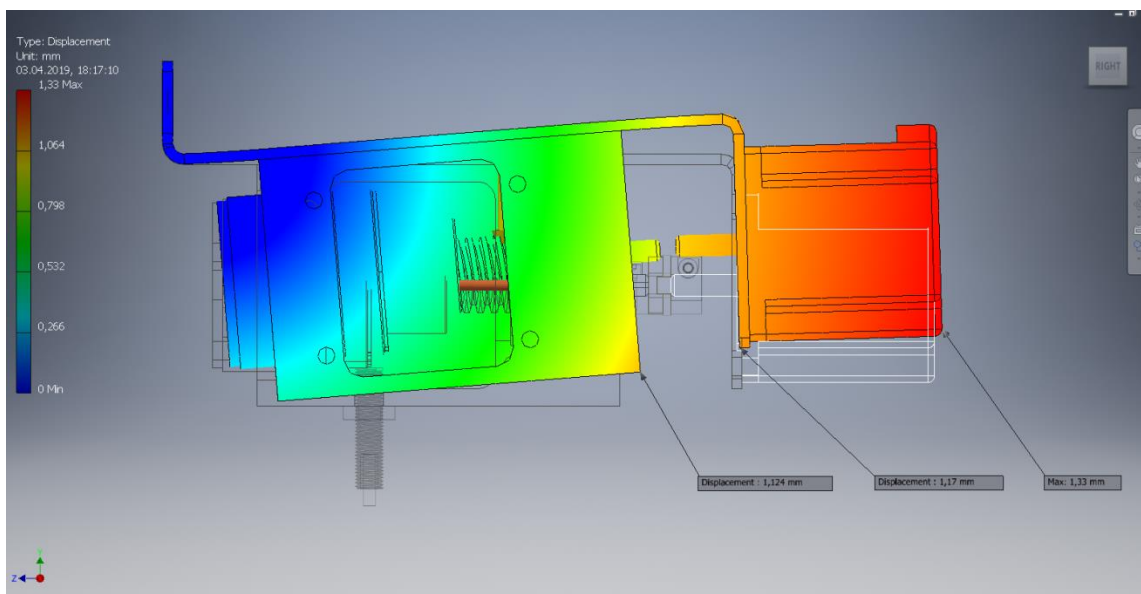
V příloze B uvádíme kalkulaci jednotlivých dílů této sestavy, ze které je patrné, že místo pro cenovou modifikaci se skrývá například v přírubě připojující motor ke skříni rozváděcí pohonné jednotky. Z tohoto důvodu jsme se pokusili nahradit přírubu konzolou, která by nesla skříň zároveň s krokovým motorem (níže obrázek 22). Jelikož zde nedochází k velkým zatížením, pokusili jsme se zároveň odstranit spodní konzolu. Tím bychom se obešli hned bez dvou dílů (příruby a spodní konzoly), což by jednoznačně vedlo k cenové redukci.



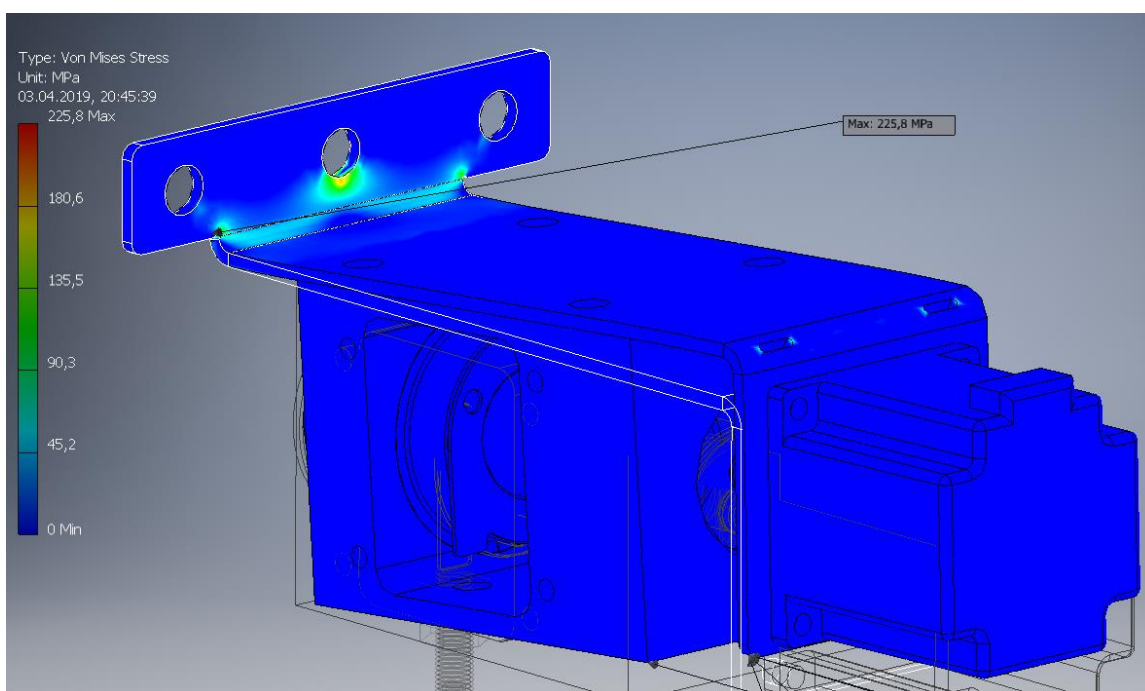
OBRÁZEK 22 ÚPRAVA VYBRANÉHO NÁVRHU, ULOŽENÍ SESTAVY NA JEDNÉ KONZOLE

Toto jednostranné uložení pohonné jednotky by ovšem přivodilo nesymetrické reakce od konzoly. Tím pádem bychom mohli počítat se značným nárůstem zatížení, proto jsme sestavu podrobili kontrole napěťové analýzy. I když jsme při definování naší sestavy do modelu vnesli určité nepřenosnosti oproti reálným podmínkám, pro získání základního podvědomí o zatížení a případné deformaci nám tento nástroj postačí. Zjednodušení například představovalo vytvoření pevných vazeb v místě šroubových spojů, kde při tomto malém zatížení nepředpokládáme, že by mohlo dojít k porušení těchto šroubových spojů.

Níže na obrázku 23 je zobrazeno posunutí jako výsledek deformační analýzy sestavy upevněné pouze na jedné konzole. Ve vyznačených bodech tyto posunutí přesahují hranici 1[mm]. Navíc při zobrazení Von Misesova napětí (obrázek č. 24) činí nejvyšší hodnota téměř 226 [Mpa]. Při použití standartní konstrukční oceli S235JRC, jejíž hodnota meze kluzu se pohybuje okolo 235 [MPa], by časem při střídavém zatížení mohlo dojít k únavovému lomu konzoly.



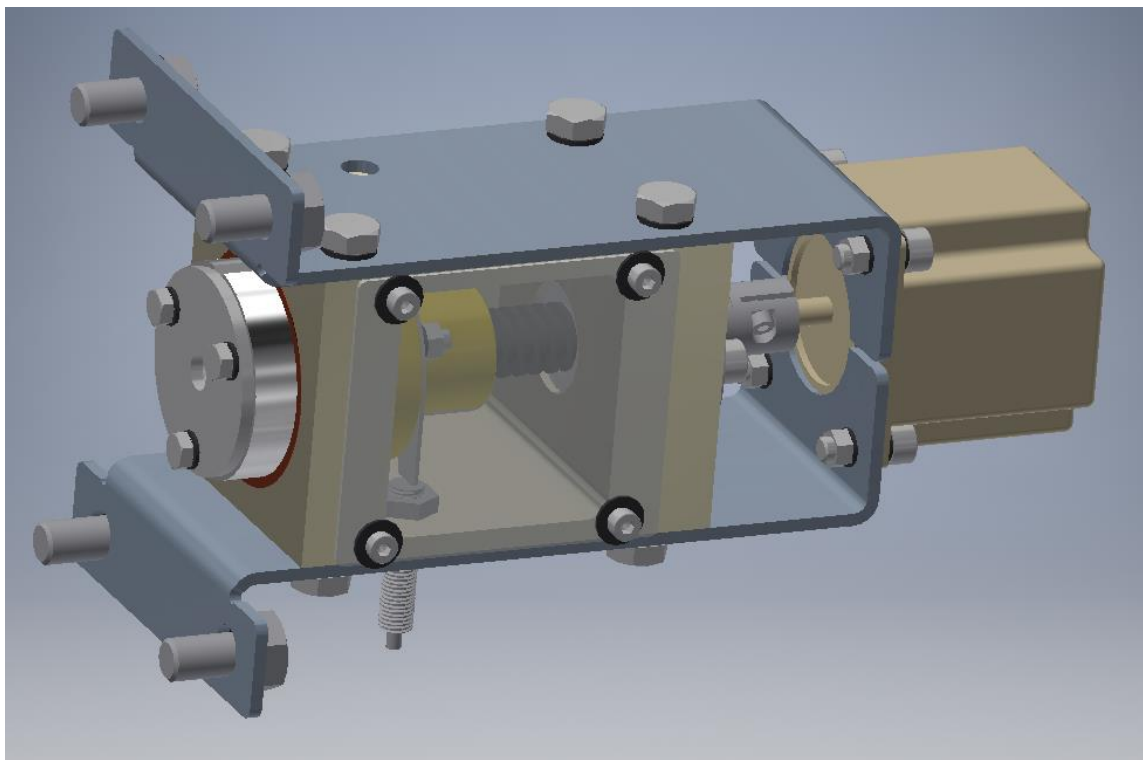
OBRÁZEK 23 ZOBRAZENÍ POSUVŮ, UPRAVENÉHO NÁVRHU ULOŽENÍ SESTAVY NA JEDNÉ KONZOLE



OBRÁZEK 24 NAPĚTÍ VON MISSES, UPRAVENÝ NÁVRH ULOŽENÍ SESTAVY NA JEDNÉ KONZOLE

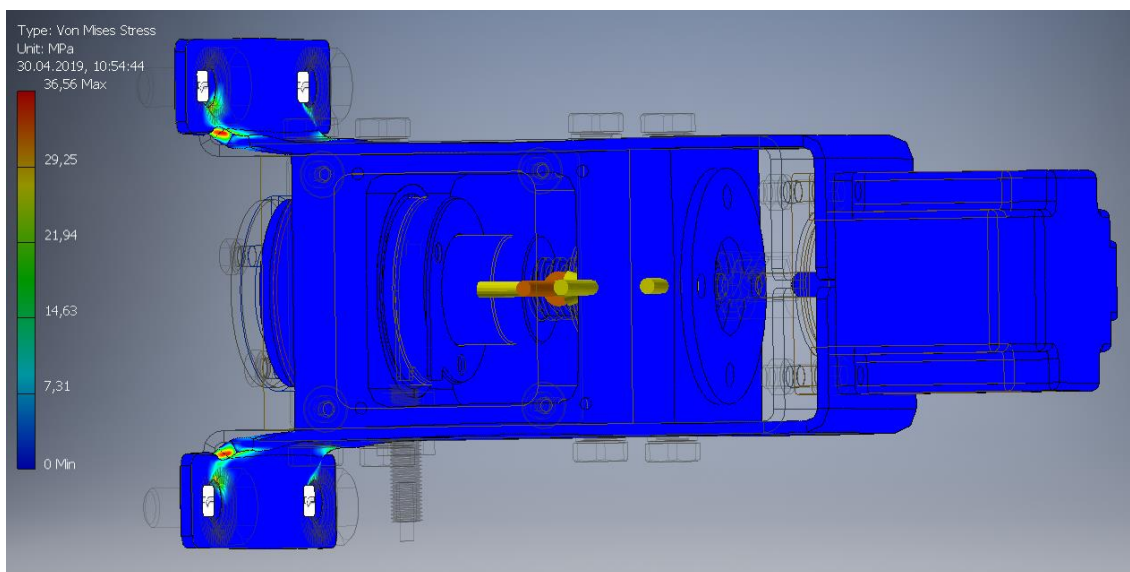
Mohli bychom zvažovat opatření jako je např. změna materiálu nebo navaření žeber pro zvýšení tuhosti, ty by se ale pravděpodobně neslučovaly s myšlenkou redukce výsledné ceny. Proto jsme se na základě výsledků analýzy rozhodli opustit myšlenku uchycení sestavy pouze jednou konzolou.

Vytvořili jsme tak další návrh uchycení pohonné jednotky, které nahrazuje drahou přírubu. Ta sestává ze dvou zrcadlově uložených totožných konzol vyrobených z ohnutého plechu bez nutnosti obrábění. Pro jistotu jsme i tuto sestavu podrobili kontrole pevnostní analýzy, která je počátečními podmínkami srovnatelná s předchozí analýzou. Sít' jsme stejně jako v případě prvního výpočtu lokálně zjemnili v místech předpokládané koncentrace napětí, tedy v místě ohybu plechu. Reakce na silové zatížení od trapézového šroubu jsou tedy zrcadlovitě rozloženy po obou stranách skříně. Navíc jsme smysl uchycení celé sestavy otočili o 90° tak, aby gravitační tíhová síla působila ve směru šíře plechu (konzoly), ve kterých vykazuje výrazně vyšší tuhost. Na obrázku 25 je zobrazen koncept výše popsaného uložení. Jak jsme již zmínili, plechy jsou z důvodu standardizace dílů totožné. To nám přináší eventuální možnost uzavření lepší rámcové smlouvy s dodavatelem z důvodu vyššího odběru stejných dílů.

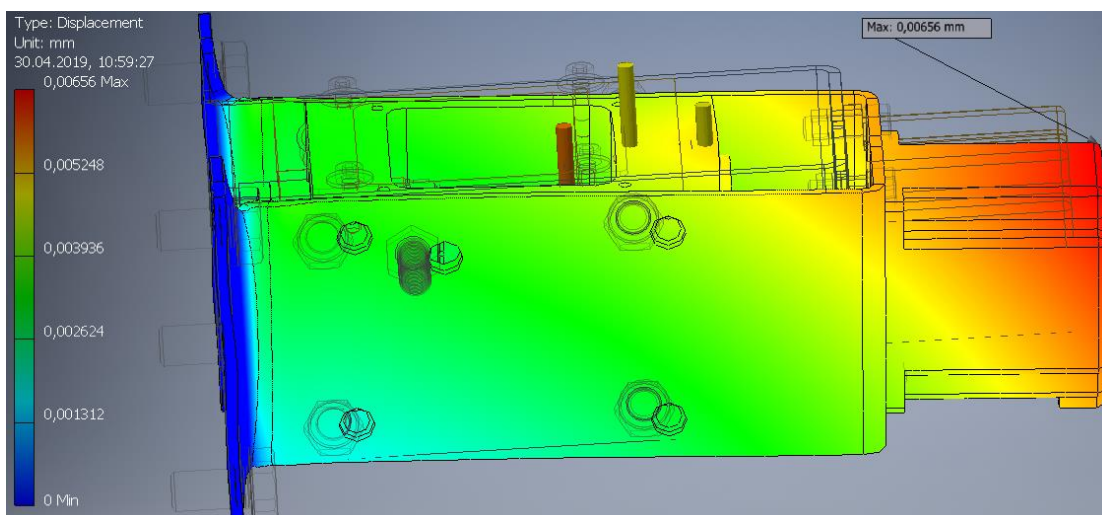


OBRÁZEK 25 ÚPRAVA ULOŽENÍ VYBRANÉ SESTAVY, DVĚ TOTOŽNÉ KONZOLY

Na obrázku 26 můžeme vidět, že napětí Von Mises vykazuje řádově nižší hodnoty než u návrhu pouze s jednou konzolou viz. obrázek 24. Stejně je tomu tak i v případě posunutí, kde analýza vykazuje největší hodnotu 0,00656mm.



OBRÁZEK 26 NAPĚTÍ VON MISSES V UPRAVENÉM NÁVRHU, DVĚ KONZOLY



OBRÁZEK 27 ZOBRAZENÍ POSUNUTÍ V UPRAVENÉM NÁVRHU, DVĚ KONZOLY

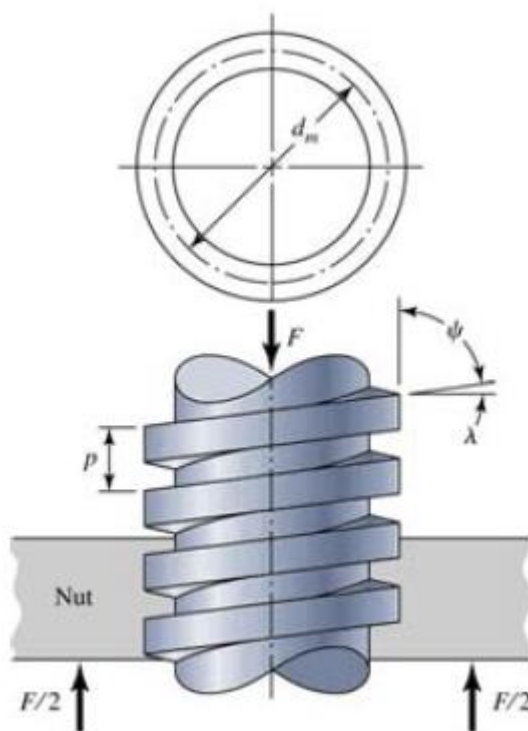
5.1.1.SHRNUTÍ ÚPRAVY UCHYCENÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Zvažování o uložení pohybové sestavy na jedné konzole se z důvodu nepřipustného zatížení ukázalo jako nesprávná cesta. Abychom nahradili přírubu, jejíž cena se odráží od nutnosti odebrání velkého objemu třísky při obrábění, vytvořili jsme dvě totožné konzoly, které společně ponesou zároveň motor a skříň. Technologicky se jedná oproti původní přírubě o daleko jednodušší výrobní úkol, což by se společně s kratšími výrobními časy montážní linky mělo značně podepsat na výsledné ceně.

5.2. NÁVRH POHYBOVÉHO ŠROUBU:

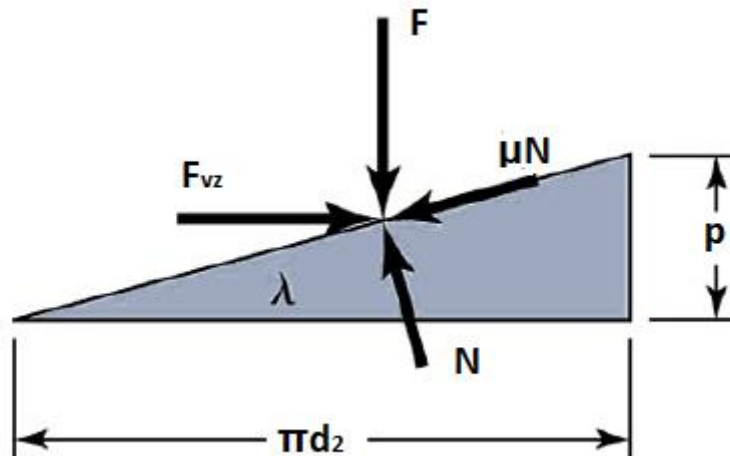
Jak jsme již zmínili v kapitole 3.1, pohybové šrouby slouží k přeměně rotačního pohybu na pohyb translační. Pro naši aplikaci jsme zvolili trapézové šroubové spojení TR16x4 a to z několika důvodů:

- retrofitnosti současného řešení (stejný převodový poměr nám zaručí nahraditelnost softwaru pro řízení krokového motoru s předchozí sestavou)
- snadné dostupnosti závitových tyčí a matic
- velkého množství nabízených materiálů (samomazné plastové matice, válcované nebo třískově obráběné šrouby apod.)



OBRÁZEK 28 ROZLOŽENÍ SIL V POHYBOVÉM ŠROUBU

Na obrázku 28 výše je pohybový šroub se čtvercovým závitem, ze kterého budeme vycházet při našich výpočtech. Rozvineme-li závit v délce jedné otáčky matice, vytvoří nám přeponu rovnoramenného trojúhelníku viz. obrázek 29, jehož výškou je rozteč p , neboli stoupání závitu a základnou délka kružnice o velikosti středního průměru závitu d_2 .



OBRÁZEK 29 ROZVINUTÝ ZÁVIT ČTVERCOVÉHO ŠROUBU [18]

Proti vztlakové síle F_{vz} při pohybu břemene působí třecí síla μN , která je vždy kolmá k síle normálové a působí proti pohybu. Výslednice označená písmenem F prochází osou šroubu. Při pohybu rozváděcí tyče v opačném směru by se v diagramu pouze zrcadlovitě zaměnila třecí síla se vztlakovou podle osy normálové síly. Zvážíme-li sestavu ve statické rovnováze, můžeme napsat rovnice v horizontálním a vertikálním směru ve tvaru:

$$X: F_{vz} - N \cdot \sin\lambda - \mu \cdot N \cdot \cos\lambda = 0 \quad (5)$$

$$Y: F + \mu \cdot N \cdot \sin\lambda - N \cdot \cos\lambda = 0 \quad (6)$$

$\mu = 0,15$ – určeno dle katalogu dodavatele Igus

$$F_{vz} = \frac{F \cdot (\sin\lambda + \mu \cdot \cos\lambda)}{\cos\lambda - \sin\lambda} \quad (7)$$

Dosazením vztahu pro stoupání závitu $\tan\lambda = \frac{p}{\pi \cdot d_2}$ do rovnice, dostaneme

$$F_{vz} = \frac{F \cdot \left(\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} \right) + \mu \right)}{1 - \left(\mu \cdot \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} \right) \right)} \quad (8)$$

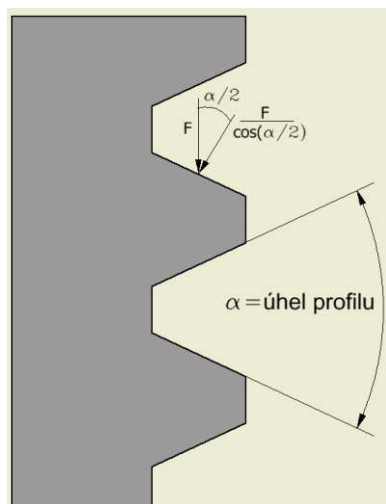
Kroutící moment spočítáme

$$M_{vz} = \frac{F \cdot d_2}{2} \left(\frac{p + \pi \cdot \mu \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - \mu \cdot p} \right) \quad (9)$$

Trapézové šrouby se vyznačují lichoběžníkovými závity, jejichž boky svírají nenulové úhly. Ty způsobí odklon normálové síly vůči ose šroubu. Třecí síla se vlivem úhlu boku závitu zvětšuje, a proto je třeba všechny členy rovnice obsahující součinitel tření vydělit $\cos\alpha$. [18]

$$M_{vz} = \frac{F \cdot d_2}{2} \left[\frac{p \cdot \cos(\alpha/2) + \pi \cdot \mu \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos(\alpha/2) + \mu \cdot p} \right] \quad (10)$$

$$M_{vz} = \frac{400 \cdot 13,64}{2} \left[\frac{4 \cdot \cos(15^\circ) + \pi \cdot 0,15 \cdot 13,64}{\pi \cdot 13,64 \cdot \cos(15^\circ) + 0,15 \cdot 4} \right] = 0,669 [Nm] \quad (11)$$



OBRÁZEK 30 ROZLOŽENÍ SIL NA BOKU LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZÁVITU [18]

Při návrhu trapézového šroubu bychom výše vypočtený krouticí moment mohli např. využít pro kontrolu zatížení šroubu ve smyku, kde by výpočet vypadal následovně:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_k}{\pi d^3} \quad (12)$$

Ten společně s kontrolou na normálové tlakové napětí ve svých výpočtech vynecháme a budeme vycházet z předpokladu malého zatížení. Stejně tak zanedbáme i výpočet pro kontrolu na vzpěr, jelikož se jedná o krátký šroub a nemělo by tak dojít v tomto ohledu k žádnému omezení provozuschopnosti. Naopak neopomineme kontrolu závitu na otláčení a to nejen z toho důvodu, že jsme při návrhu převodové soustavy vybrali samomazné plastové matice, ale také z důvodu toho, že v mnohých publikacích např. i v

[18] je doporučeno právě tento výpočet nepřehlédnout. Kontrola by mohla být provedena následujícím způsobem.

$$p = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot H_1} \quad (13)$$

Kde H_1 je tzv. nosná výška, která je při stoupání závitu $p = 4[mm]$ rovna

$$H_1 = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 4 = 2[-] \quad (14)$$

n_z je počet závitů v záběru, který můžeme spočítat z celkové výšky matice a stoupání závitu $p_{st.}$. V našem případě:

$$n_z = \frac{H}{p_{st.}} = \frac{35}{4} = 8,75 \doteq 8 \quad (15)$$

Výše uvedená rovnice 13 odpovídá předpokladu rovnoměrného zatížení závitů. V literatuře [18] je stanoveno na základě experimentálních znalostí, že první funkční závit je zatížen přibližně 38% výsledné síly F , která v našem případě představuje axiální sílu pro rozpohybování rozváděcí tyče. Velikost této síly byla určena zadavatelem DP. Abychom se v našem výpočtu co nejvíce blížili maximálnímu reálnému zatížení, upravíme tedy rovnici na:

$$p = \frac{0,38 \cdot F}{\pi \cdot d_2 \cdot 1 \cdot H_1} = \frac{0,38 \cdot 400}{\pi \cdot 13,64 \cdot 1 \cdot 2} = 1,77[MPa] \quad (16)$$

Výrobce polymerových trapézových matic udává doporučenou hodnotu maximálního tlaku dosedací plochy 35MPa, což znamená, že jsme daleko na bezpečné straně.

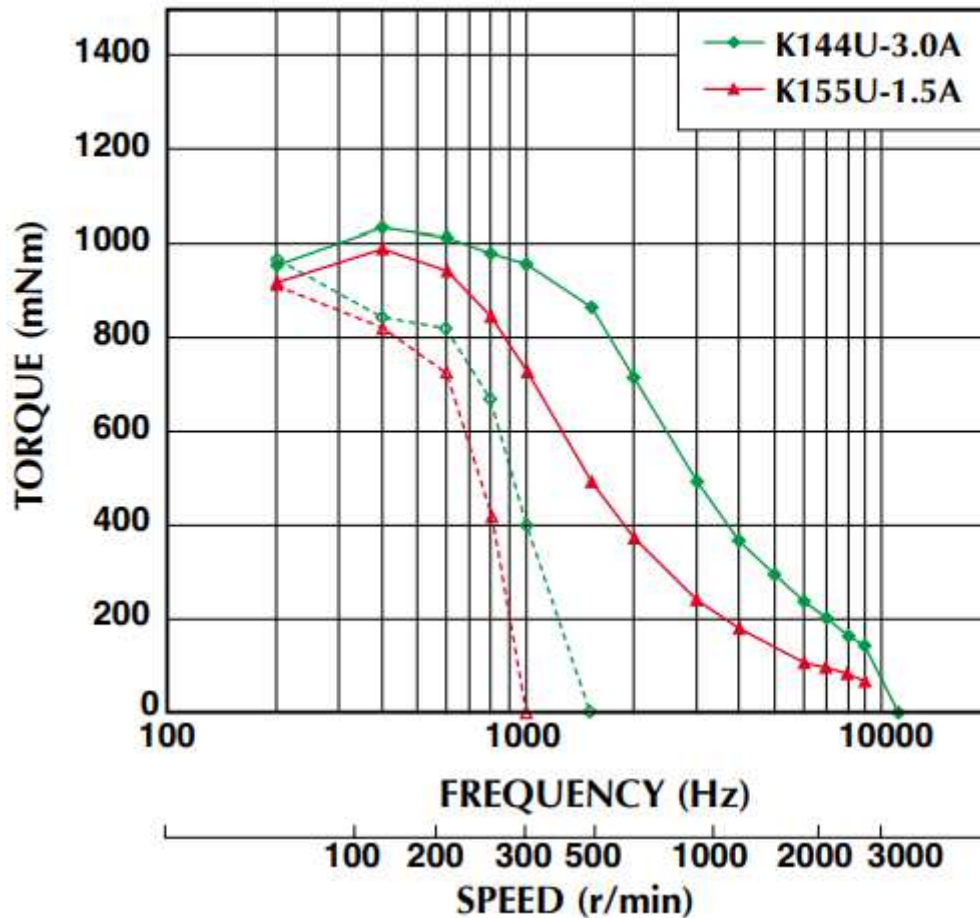
5.3. KONTROLA KROKOVÉHO MOTORU

Vzhledem k naší pomaloběžné reverzující aplikaci, kde neklademe veliký důraz na přesnost a nepožadujeme informaci o aktuální poloze natočení hřídele, jsme pro pohon mechanismu vybrali hybridní krokový motor. Z celé řady výrobců elektromotorů jsme sáhli po motoru Minebea 23KM-K144U a to zejména kvůli nižším pořizovacím cenám

motorů od této japonské firmy a také na základě doporučení a zkušeností kolegů. Obecně jsou krokové motory levnější alternativou servopohonů, což sebou samozřejmě přináší i určitá rizika. Krokové motory například nemají zpětnou vazbu, nepodávají nám tedy informaci o okamžitém natočení výstupní hřídele, na kterou by se dalo reagovat. Při přetížení krokového motoru může dojít k pólóvému vychýlení většímu, než je $\frac{1}{2}$ rotorového zubu, což by vedlo ke ztrátě kroku. Přitom generátor posílá pořád impulsy, aniž by věděl, že je o krok vynechán. Chyba v nepřesnosti polohování by se pak tedy mohla nasčítat a vést až k poruše mechanismu.

V momentové charakteristice motoru 23KM-K144U v grafu 4 můžeme z porovnání s vypočteným momentem $M_{vz} = 0,699[Nm]$ z předchozí kapitoly nebo s momentovou charakteristikou současného krokového motoru (z grafu 2) vidět, že bychom se měli pohybovat na bezpečné straně zatížení. Při odečtení hodnot z grafu momentové charakteristiky viz. graf 4 níže se dostáváme přibližně na hodnotu 0,9-1 [Nm], kdežto dle analytických propočtů je pro překonání zadané axiální síly potřeba vyvinout 0,7[Nm]. Při porovnání se současným krokovým motorem se hodnoty momentů pohybují přibližně na stejné úrovni. Krokový motor 23KM-K144U můžeme tedy uzнат za vhodný.

Model No: 23KM-K144U,K155U
 Driver: Chopper Dual
 Supply Voltage: 24.0 (Volt)



GRAF 4 MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA KROKOVÉHO MOTORU 23KM-K [21]

5.4. VÝPOČET LOŽISEK

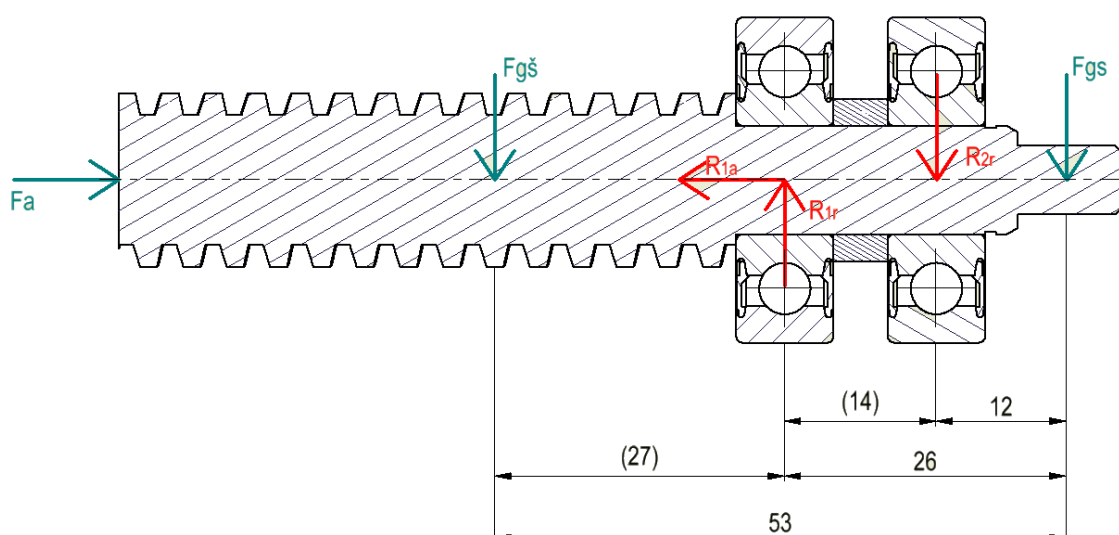
Při běžném provozu jsou valivá tělesa a oběžné dráhy kroužků namáhány kontaktním napětím. V ideálních podmínkách, kde je ložisko správně mazané, těsněné od prachu a jiných nečistot, náležitě namontované a není provozováno za extrémních teplot, pak jedinou příčinou poruchy může být kontaktní únava materiálu. Ta se obvykle projevuje až po delší době provozu v řádu i několika milionů zátěžných cyklů. Trvanlivost ložisek se proto vyjadřuje buď počtem provozních hodin při stálé rychlosti, nebo počtem otáček. Za provozu ložiska v ideálních podmínkách zmíněných výše, se kontaktní únava projevuje tzv. pittingem (vydrolení kontaktních ploch). Výrobci používají ve svých

výpočtech tzv. základní výpočtovou trvanlivost L_{10} , která vyjadřuje předpokládanou trvanlivost založenou na základní dynamické únosnosti C . [18,20]

V praxi se můžeme setkat s několika možnostmi uložení pohybových šroubů. My jsme ze zástavbových důvodů zvolili letmé uložení. Obvykle se u lineárních os využívá párového uložení v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem, které jsou schopné přenášet velké axiální i radiální zatížení. V naší aplikaci pomaloběžného mechanismu s menším zatížením se nejprve pokusíme z ekonomických důvodů využít klasických kuličkových ložisek, jelikož také zaručují přenos jak radiálních, tak axiálních sil.

5.4.1. KONTROLNÍ VÝPOČET

Ze zátěžového schéma na obrázku 31, jsme si nejprve vypočítali silové reakce v místě uložení ložisek. Ložiska jsme dimenzovali tak, aby každé dokázalo samostatně přenášet axiální sílu. Pokud by například jedno z ložisek mělo větší vzájemnou axiální vůli vnitřního a vnějšího kroužku než druhé, mohlo by dojít k přenášení axiální síly pouze ložiskem s menší vůlí oběžných drah. Síly $F_{gš}$ a F_{gs} představují tíhové zatížení od trapézového šroubu a hřídelové spojky.



OBRÁZEK 31 ROZLOŽENÍ SIL V ULOŽENÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU

Na základě momentového rozložení v bodech 1 a 2 určíme reakční síly.

$$1: R_{1r} = \frac{(F_{gs} \cdot 41) - (F_{gs} \cdot 26)}{14} = \frac{(0,79 \cdot 41) - (0,69 \cdot 26)}{14} = 1,7[N] \quad (17)$$

$$2: R_{2r} = \frac{(F_{gs} \cdot 27) - (F_{gs} \cdot 26)}{14} = \frac{(0,79 \cdot 27) - (0,69 \cdot 26)}{14} = 0,3[N] \quad (18)$$

V katalogu výrobce SKF jsme vybrali ložiska 6300 2RSH. Jedná se o kuličková ložiska s kontaktním těsněním NBR na obou stranách. Hodnoty pro výpočet jsou:

$C \dots 8,52$ [kN] ... základní dynamická únosnost

$C_0 \dots 3,4$ [kN] ... základní statická únosnost

$f_0 \dots 11$ [-] výpočtový faktor

$m \dots 0,055$ [kg]

V literatuře [20] uvádí autor, že při výpočtu ložisek rotujících nad frekvencí $10[ot/min]$ by se mělo postupovat dle algoritmu pro výpočet při dynamickém zatížení ložisek. Takto budeme postupovat i my, jelikož naše aplikace odpovídá $15[ot/min]$ při ustáleném chodu. Dle tabulky 1 z přílohy C jsme si pomocí lineární interpolace určili hodnoty součinitelů X a Y , které vychází $X=0,56$ [-]; $Y=1,476$ [-].

Dynamické ekvivalentní zatížení se vypočte ze vztahu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1,7 + 1,476 \cdot 400 = 0,6 [kN] \quad (19)$$

Základní trvanlivost ložiska dle ISO 281 lze spočítat ze vztahů:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (20)$$

součinitel $a = 3$ pro kuličková ložiska

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 15} \cdot \left(\frac{8,52}{0,6}\right)^3 = 3\,149\,827[h] \quad (21)$$

Z výsledku je zřejmé, že jsme daleko na bezpečné straně. V tomto případě bychom mohli přistoupit k optimalizaci a použít menší ložiska např. 6200, kde bychom se

dostali přibližně na 1/3 životnosti a ušetřili například na množství použitého materiálu polotovaru skříně, konzol apod. Výpočet ložiska 6200 naleznete v příloze C.

6. STUDIE TYČE SPODNÍHO ROZVÁDĚNÍ

Tyče nesoucí vodiče spolu se snímači kvality příze, které vykonávají přímočarý vratný pohyb podél odtahových válečků, jsou na strojích BD7 konstruovány z polotovarů obdélníkových průřezů. Základní konstrukční ocel je doplněná povrchovou úpravou pro zvýšení tvrdosti povrchu, se kterou jsou úzce spjaté kluzné vlastnosti součástí respektive koeficient tření. Ani tyto vlastnosti rozváděcí tyče nezabraňují nežádoucímu chování při jejím plném zatížení (24 sekcí na každé straně RDS), kdy síla v tyči znatelně roste a společně s průhybem tyče od tíhového zatížení vytváří elastické deformace tyče. Příčin takového chování tyče může být více a právě proto jsme se zde pokusili udělat rozbor alespoň těch, které se nám z našeho pohledu zdají být nejvíce pravděpodobné.

6.1. STUDIE PRŮŘEZU ROZVÁDĚCÍ TYČE

Jak již bylo zmíněno výše, průřez rozváděcí tyče odpovídá obdélníkovému tvaru. Tyč nese vodiče a snímače kvality, které rozvádí vyrobenou přízi podél odtahových válečků. Společně s vlastní tíhou samotné tyče vytvářejí ohybové napětí, které může vychýlit tyč z ideálního stavu v kluzném uložení a může docházet až k tzv. přičení v kluzném uložení.

Pro porovnání jsme si vytvořili model zatížené rozváděcí tyče, která je uložena ve dvou podporách a je podrobená tíhovou silou odpovídající tíze snímačů kvality příze v místě jejich upevnění k tyči. Tíhovou sílu vzniklou od vodičů příze pro jejich malou hmotnost zanedbáme. Na tomto statickém modelu si můžeme ukázat rozdíly mezi moduly průřezu v ohybu jednotlivých profilů. Už ze vzorců je vidět, že velikost modulu průřezu v ohybu pro obdélníkové součásti stoupá s druhou mocninou strany rovnoběžné ve směru k zatížení, ve kterém je modul počítán. Kdežto u kruhových součástí je

signifikantní vnější průměr, díky kterému modul průřezu v ohybu roste s jeho třetí mocninou. Napětí v ohybu se obecně vypočte:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\text{Ohybový moment}}{\text{modul průřezu v ohybu}} [Pa] \quad (22)$$

My jsme mezi sebou porovnávali průřezy ve tvaru obdélníku, mezikruží a kruhové.

$$\text{Obdélníkový: } W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (23)$$

$$\text{Mezikruží: } W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} \quad (24)$$

$$\text{Kruhový: } W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (25)$$

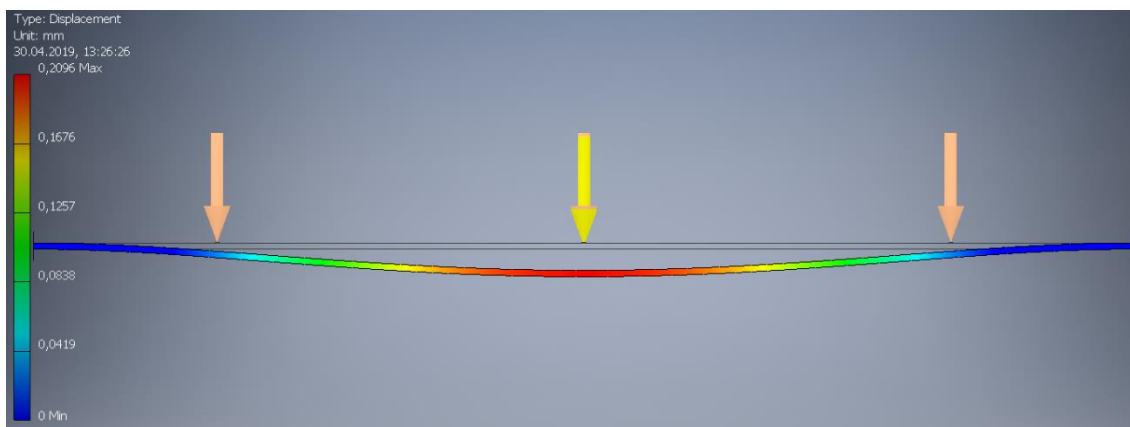
Ze vzorců vyplývá, že průřezu naší ploché tyče $20 \times 4 [mm]$ odpovídá např. tyč kruhového průřezu s průměrem $d \cong 8,2 mm$.

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{20 \cdot 4^2}{6} = 53,3 [mm^3] \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 53,3}{\pi}} = 8,15 [mm] \quad (26)$$





Nebo trubka o rozměrech TR KR10x1:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(10^4 - 8^4)}{10} = 58 [MM^3] \quad (27)$$

Pro porovnání jsme vytvořili deformační analýzu, kde do silových okrajových podmínek vstupuje tíhová síla samotné tyče a snímačů kvality příze. Pro tyto účely jsme využili studentské verze Inventoru. Obrázek 32 ukazuje tyč totožného průřezu jako je rozváděcí tyč na stroji BD7. Tyč je pevně ukotvená na obou koncích a zatížena silami, které tedy představují tíhovou sílu od snímačů kvality příze. Délka tyče odpovídá největší rozteči kluzných uložení na strojích BD7, mezi nimi jsou uloženy právě tři snímače. Po zatížení vykazuje analýza maximální průhyb $0,2 mm$. Pro představu tyč kruhového průřezu $d=15 [mm]$ (zvoleno na základě potenciálních prostorových možností stroje) totožné délky, materiálu, podrobená stejným zatížením, má maximální průhyb $0,018 [mm]$ viz. tabulka 6.



OBRÁZEK 32 PŘÍKLAD PRŮHYBU TYČE OBDÉLNÍKOVÉHO PRŮŘEZU

	Současné řešení 	Současné ř.pootočené o 90° 	Tyč pr. 15 	TR KR 15x2,5 
Max. průhyb[mm]	0,2096	0,008481	0,01795	0,01458

TABULKA 6 VÝSLEDKY PRŮHYBŮ TYČÍ O RUZNÝCH PRŮŘEZECH

Jelikož proti pohybu působí pasivní odpor tření, je zřejmé, že bude tyč zatěžována hlavně v axiálním směru. Tato síla díky malému vychýlení od tíhového zatížení ve vertikálním směru může působit mimo osu tyče a uvést ji tak až do stavu labilní rovnováhy.

Tuto sílu označujeme za sílu kritickou F_{krit} . Ta je vlastností konkrétní součásti nikoli však pouze vlastností materiálovou, jelikož se její hodnota odvíjí od štíhlostního poměru $\frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S}}}$. Délka nebo příčný průřez zatěžovaného prutu tedy značně ovlivňují





mez kritického napětí. Pro kontrolu si zde provedeme výpočet vzpěrné síly a porovnáme ho s prutem s kruhovým průřezem a průřezem ve tvaru mezikruží. Vztah pro výpočet mezního stavu rovnováhy axiálně zatížených tyčí můžeme napsat ve stavu silovém nebo ve stavu kritického napětí viz. následující rovnice 28: [18]

$$\frac{F_{krit}}{S} = \frac{\alpha \cdot \pi^2 \cdot E}{(l/i)^2} \quad (28)$$

V rovnici i představuje poloměr osového kvadratického momentu průřezu, který vypočteme $i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}}$ po dosazení do rovnice výše se nám vykrátí plocha průřezu a získáme tak vztah pro kritickou sílu, který nám v našem případě napoví víc. Mechanismus spodního rozvádění je totiž dimenzován na maximální hodnotu 400N zatížení v axiálním směru, ve kterém jsou již započítané pasivní odpory rozváděcí tyče. Ze vztahu 11 krouticího momentu v kapitole 5.2 a z momentové charakteristiky z grafu 4 je zřejmé, že pokud bychom zatížili mechanismus silou větší jak 550N došlo by k překročení limitní hranice zatížení motoru, což by vedlo ke ztrátě kroku. Výpočtem níže si tedy můžeme zkontrolovat, zda kritická vzpěrná síla je nad pracovním rozmezím do 550N. To jsme zjistili ze vztahu:

$$F_{krit} = \frac{\alpha \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} = \frac{1 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}}{690^2} = 464,4 \text{ [N]} \quad (29)$$

Z výpočtu je zřejmé, že k překročení kritické síly a tedy ke ztrátě stability rozváděcí tyče v zástavbě spodního rozvádění nedojde. Pokud by však axiální síla v tyči začala narůstat, překročili bychom dříve mez kritické vzpěrné síly než mezní hodnotu, při které by došlo ke ztrátě kroku motoru. Tzn., že pohon spodního rozvádění je schopen vyvinout větší sílu, než je síla potřebná pro uvedení tyče do labilní rovnováhy. Dále je ze vztahu 29 kritické síly evidentní, že v případě kruhového průřezu rozváděcí tyče by hodnota kritické síly stoupala s třetí mocninou průměru průřezu a právě proto by byla i v tomto ohledu výhodnější. Porovnání kritické síly s ostatními průřezy, které byly použity v deformační analýze výše, je zobrazeno v tabulce 7. [18]

	Současné řešení	Současné ř.pootočené o 90°	Tyč pr. 15	TR KR 15x2,5
				
Kritická síla [kN]	0,464	0,464	10,8	8,7

TABULKA 7 POROVNÁNÍ RŮZNÝCH PRŮŘEZŮ PRO VÝPOČET KRITICKÉ SÍLY

VYHODNOCENÍ STUDIE PRŮŘEZU ROZVÁDĚCÍ TYČE

Z tabulky 6 je evidentní, že nejvýhodnější vlastnosti z hlediska průhybu vykazuje současná plochá tyč pootočená o 90° . Toto uspořádání se, ale neslučuje s vhodností z hlediska měrného tlaku styčných ploch tyče v kluzném uložení, od které se odvíjí opotřebení těchto kluzných uložení. Navíc z hlediska kritické síly, má uspořádání v podobě natočení ploché tyče oproti kruhové tyči, či trubce řádově nižší hodnoty, což dokazuje tabulka č. 7 vycházející z výpočtu 29. Na základě těchto vlastností výše zmíněných průřezů bychom doporučili trubku TR KR 15x2,5, která díky menšímu zatížení od vlastní tíhy vykazuje druhý nejmenší průhyb viz. tabulka č. 6 a mez kritické vzpěrné síly je dostatečně velká viz. tabulka č 7.

6.2. STUDIE VELIKOSTI ROZTEČNÉ VZDÁLENOSTI KLUZNÉHO ULOŽENÍ

Velikost rozteče kluzného uložení tyče spodního rozvádění bude hrát také velkou roli při výpočtu kritické vzpěrné síly, což je zřejmé ze vztahu 29. Normálové napětí v tyči spodního rozvádění bude nabývat největších hodnot na okraji tyče přímo za spojkou od pohonné jednotky. Třecí síly v kluzných uloženích si můžeme představit jako reakce na budící sílu pohybu od pohonu. Normálové napětí tedy klesne přechodem přes každé kluzné uložení tak, že na volném konci tyče bude toto napětí rovno nule. Na základě této úvahy a povědomí o průběhu napětí v aktuálním řešení tyče spodního rozvádění, které bychom mohli získat například osazením rozváděcí tyče tenzometry a porovnávat to s kritickým vzpěrným napětím ze vztahu 28, bychom mohli modifikovat rozteče kluzných uložení, pokud by to zástavba stroje povolila.

Při této modifikaci bychom mohli vycházet z grafu 5 níže, který udává závislost kritické síly na vzdálenosti uložení tyče s průřezem 20x4[mm].



GRAF 5 KRITICKÉ VZPĚRNÉ SÍLY V ZÁVISLOSTI NA VZDÁLENOSTI ULOŽENÍ

V grafu je zobrazena mezní hodnota 400N, na kterou má být spodní rozvádění dimenzováno. Tato hodnota kritické síly odpovídá maximální vzdálenosti kluzných uložení 743mm. Tzn., že rozteč kluzných podpěr na počátku tyče hned za pohonnou jednotkou musí být menší než 743mm. Abychom se pohybovali vždy na bezpečné straně při navrhování vzdáleností podpěr, musíme se v grafu 5 v každém bodě tyče vyskytovat v šedě označené oblasti. V aktuálním provedení stroje BD7 je největší vzdálenost 690mm, současné provedení je tedy na straně bezpečnosti.

VYHODNOCENÍ STUDIE ROZTEČNÉ DÉLKY KLUZNÝCH ULOŽENÍ

V této podkapitole jsme si vyjádřili závislost roztečné vzdálenosti kluzných uložení na kritické vzpěrné síle. S klesajícím normálovým napětím v tyči směrem od pohonné jednotky zároveň klesá nárok na velikost mezní kritické vzpěrné síly. Této úvahy by se dalo využít při modifikaci kluzných uložení, kde bychom mohli při volbě vzdáleností jednotlivých „kluzátek“ vycházet z grafu 5, který vyjadřuje právě závislost vzdáleností uložení na velikosti kritické vzpěrné síly.

7. ZÁVĚR

Předmětem této diplomové práce byla modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových doprřadacích strojů, jehož úkolem je rozvádět hotovou přízi podél odtahových válečků tak, aby docházelo k rovnoměrnému opotřebení jejich elastických povrchů, čímž se značně prodlužuje životnost odtahových válečků a zvyšuje efektivita stroje.

Modifikace se týkala zejména pohonné jednotky spodního rozvádění. Cílem bylo odstranit nedostatky současné převodovky s důrazem na ekonomické řešení návrhu. Při konstruování jsme se tedy snažili využít zejména katalogizovaných dílů, standardizovaných polotovarů nebo snadno dostupných materiálů.

Mechanismů vykonávajících přímočarý vratný pohyb existuje v konstrukci strojů celá řada. Abychom vybrali pro naši aplikaci nejvhodnější a ekonomicky nejschůdnější řešení, navrhli jsme ve třetí kapitole tři varianty. Všechny návrhy z třetí kapitoly byly následně vzájemně porovnány z hlediska pořizovací ceny dílů, výrobního času montáže, retrofitnosti se současnou sestavou, jednoznačností a jednoduchostí na montážní lince. Jelikož jsme se chtěli co nejvíce vyvarovat subjektivnímu pohledu hodnotitele při výběru optimálního návrhu, postupovali jsme při selekci podle algoritmu vícekritériálního hodnotícího procesu. Ten umožňuje přiřadit jednotlivým kritériím tzv. normovanou váhu, protože např. cena mechanismu hraje větší roli, než retrofitnost sestavy se současným řešením. Na základě povědomí o cenách konkrétních dílů, poptaných dle výkresové dokumentace v příloze A, jsme v následující páté kapitole provedli ještě další cenovou optimalizaci, kde jsme se zaměřili přímo na díly s vyššími výrobními náklady a výslednou cenu jsme ještě zredukovali. Šestá kapitola byla věnována studii tyče spodního rozvádění, kde jsme se zaměřili na průhybové a vzpěrné vlastnosti tyče.

V této práci jsme navrhli modifikaci pohonné jednotky s ohledem na nedostatky současné sestavy v podobě častého opotřebení kluzných plastových pouzder. Z ekonomického hlediska nepředpokládáme nárůst ceny navržené sestavy, jelikož jsme při konstruování vybírali z katalogizovaných dílů, standardizovaných polotovarů a snažili se zredukovat počet vyráběných komponent. Abychom toho docílili, tak jsme se

po vyčíslení výrobních nákladů jednotlivých dílů v kapitole 5 vrátili zpět k počátečnímu návrhu, kde jsme úpravou ohýbaných konzol z páleného plechu nahradili přírubu spojující motor se skříní převodovky (velmi podobná příruba se zároveň vyskytuje na současném řešení), jejíž výroba vyžadovala velké odebírání třísky při obrábění. Abychom si ověřili zástavbové vlastnosti, vyrobili jsme prototypovou sestavu pohonné jednotky. Z důvodu rychlosti a dostupnosti aditivní výroby jsme například skříně vytvořili za pomoci 3D tisku metodou extruze termoplastu PLA, což nám pro kontrolu funkčnosti a rozměrů postačí.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- 1** BERAN, J. a M. HUBÁLEK. *Optimization of Thread Guide Motion for Rotor Spinning Frame*. In 13th International Conference Strutex: Technical University of Liberec, 2006.
- 2** VALTERA, J. *Optimalizace rozváděcího mechanismu rotorového dopřádacího stroje s řízeným pohonem*. Liberec, 2007. Diplomová práce. Technická Univerzita v Liberci. Vedoucí práce J. Beran.
- 3** BERAN, J. a M. HUBÁLEK. *Způsob rozvádění příze při navíjení příze na cívku a zařízení k provádění tohoto způsobu*. Česká republika. CZ 300 588. Uděleno 15. 5. 2009.
- 4** CHARVÁT, J. *Teorie mechanismů*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1970.
- 5** BROUSIL, J., J. SLAVÍK a V. ZEMAN. *Dynamika*. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00164-1.
- 6** KOLEKTIV AUTORŮ, Katedry textilních strojů. *Textilní a oděvní stroje I*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1991. ISBN 80-7083-059-X.
- 7** JENÍK, Jan. *Optimalizace konstrukce zvedače dutinky spřádacího stroje*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Radek Knoflíček.
- 8** VALÍČKOVÁ, Miluše. *Konstrukce rozváděcího mechanismu rotorového dopřádacího stroje*. Liberec, 2006. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Jaroslav Beran.

9 ŽABKA, Petr. *Systém rozvádění příže na rotorových doprácích strojích s řízeným pohonem*. Liberec, 2006. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Jaroslav Beran.

10 ELSTNER, Tomáš. *Konstrukce navíjecího stroje pro hrubé příže s DPKV*. Liberec, 2008. Bakalářská práce. Technická Univerzita v Liberci. Vedoucí práce Josef Kaniok.

11 VRBKA, Michal. *Modelování lineárního pohonu s DC motorem pro potřeby řízení*. Brno 2009. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Pavel Houška

12 MAREK, Jiří a kolektiv. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha 2010. ISBN 978-80-254-7980-3

13 ELUC. *Lineární motory* [online]. 2014 [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www: https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/806](http://www.eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/806)

14 AUTOMA, doc. Ing. Aleš Richter CSc, a Ing. Pavel RYDLO, Ph.D. *Piezoelektrické motory* [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www: http://automa.cz/cz/casopis-clanky/piezoelektrickemotory](http://automa.cz/cz/casopis-clanky/piezoelektrickemotory)

15 Raveo. *Precision Hybrid Stepper Linear Actuators* [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/01/150709%5BCatalog%5DEzi-LinearStep ST ENG L.pdf](https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/01/150709%5BCatalog%5DEzi-LinearStep%20ST%20ENG%20L.pdf)- katalog

16 RAMÍK, Jaroslav a Filip TOŠENOVSKÝ. *Rozhodovací analýza pro manažery: moderní metody rozhodování*. Karviná: Slezská univerzita v Opavě, Obchodně podnikatelská fakulta v Karviné, 2013. ISBN 978-80-7248-843-8.

- 17** Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Ekonomická fakulta. *Vícekriteriální rozhodovací proces* [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www: http://www2.ef.jcu.cz/~jfrieb/tspp/data/teorie/Vicekritko.pdf?fbclid=IwAR3sfMU_gN1lel4a88Y8iGfo7lPi9G4o9PNd8sCDn4bprEcoLa_e5EkZCuQ](http://www2.ef.jcu.cz/~jfrieb/tspp/data/teorie/Vicekritko.pdf?fbclid=IwAR3sfMU_gN1lel4a88Y8iGfo7lPi9G4o9PNd8sCDn4bprEcoLa_e5EkZCuQ)
- 18** SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- 19** NOVOTNÝ, František a Marcel HORÁK. *Konstrukce robotů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-216-7.
- 20** PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- 21** Eminebea. *Product Category, 23KM-K* [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www: https://www.eminebea.com/en/product/rotary/steppingmotor/hybrid/standard/23km-k](https://www.eminebea.com/en/product/rotary/steppingmotor/hybrid/standard/23km-k)
- 22** ServoDrive. *Krokový aktuátor - NEMA 23* [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupný na [www:https://www.servo-drive.cz/krokove_aktuatory_vysokorychlostni_vysocepresne_nema23](https://www.servo-drive.cz/krokove_aktuatory_vysokorychlostni_vysocepresne_nema23)
- 23** CNC Router Source: *Precision ACME Leadscrew Nut* [online]. 2007 [cit. 2019-04-29]. Dostupné na: <http://www.cncroutersource.com/precision-acme-leadscrew-nut.html>

SEZNAM GRAFŮ

<i>GRAF 1 Pohyb tyče spodního rozvádění</i>	<i>12</i>
<i>GRAF 2 Zátěžová charakteristika spodního rozvádění příže</i>	<i>16</i>
<i>GRAF 3 Silová charakteristika motoru NEMA23 [22].....</i>	<i>26</i>
<i>GRAF 4 Momentová charakteristika krokového motoru 23KM-K [21]</i>	<i>40</i>
<i>GRAF 5 Kritická vzpěrná síla v závislosti na vzdálenosti uložení</i>	<i>48</i>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Schéma rotorového doprřadacího stroje	10
Obrázek 2 Rotorová příže (7)	10
Obrázek 3 Základní parametry vinutí cívký.....	11
Obrázek 4 Paralelně vinuté cívký (10).....	6
Obrázek 5 Divoké křížové vinutí (10).....	7
Obrázek 6 Přesné křížové vinutí (10).....	7
Obrázek 7 tyč spodního rozvádění příže	8
Obrázek 8 Kluzné uložení rozváděcí tyče	9
Obrázek 9 Současné řešení pohonné jednotky SPodního rozvádění	10
Obrázek 10 Uložení vodících tyčí ve dvou podporách	11
Obrázek 11 Návrh č.1 pohybový šroub - řez.....	14
Obrázek 12 Návrh č 1 pohybový šroub	15
Obrázek 13 Najetí do startovací pozice	18
Obrázek 14 Ozubený hřeben v záběru s pastorkem[18]	19
Obrázek 15 Spojovací plech výstupní hřídele s hřebenem, návrh č. 2.....	20
Obrázek 16 Návrh č.2 pastorek s ozubeným hřebenem.....	21
Obrázek 17 Rozdělení lineárních pohonů [11]	22
Obrázek 18 Lineární pohon-mechanické řešení captive[15]	23
Obrázek 19 Základní uspořádní matice pohybového šroubu u lineárních pohonů [15].....	24
Obrázek 20 Matice se samočinným vymezením vůlí [23]	25
Obrázek 21 Návrh č. 3 lineární aktuátor captive	25
Obrázek 22 Úprava vybraného návrhu, uložení na jedné konzole	31
Obrázek 23 Zobrazení posuvů vybraného návrhu, uložení na jedné konzole.....	32
Obrázek 24 Napětí Von Misses upravený návrh, uložení na jedné konzole	32
Obrázek 25 Úprava uložení vybrané sestavy, dvě totožné konzoly.....	33
Obrázek 26 Napětí Von Misses v upraveném návrhu, dvě totožné konzoly.....	34
Obrázek 27 Zobrazení posunutí v upraveném návrhu, dvě konzoly.....	34
Obrázek 28 Rozložení sil v pohybovém šroubu	35
Obrázek 29 Rozvinutý závit čtvercového šroubu [18]	36
Obrázek 30 Rozložení sil na boku lichoběžníkového závitu [18]	37
Obrázek 31 Rozložení sil v uložení pohybového šroubu	41
Obrázek 32 Příklad průhybu tyče obdélníkového průřezu.....	45

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1 Specifikace lineárního pohonu NEMA 23[22]</i>	26
<i>Tabulka 2 Kritéria rozhodování</i>	27
<i>Tabulka 3 Fullerova matice pro určení vah kritérií</i>	27
<i>Tabulka 4 Váha kritérií</i>	28
<i>Tabulka 5 Vyhodnocení návrhů</i>	29
<i>Tabulka 6 Výsledky průhybů tyčí o různých průřezech</i>	45
<i>Tabulka 7 Porovnání různých průřezů pro výpočet kritické síly</i>	46

SEZNAM ROVNIC

Rovnice 1	Výpočet mikrokroků za otáčku.....	17
Rovnice 2	Výpočet počtu pulzů za sekundu.....	17
Rovnice 3	Vztah Fullerovy metody.....	27
Rovnice 4	Výpočet sumy preferencí.....	29
Rovnice 5	Výpočet součinitele radiálního zatížení ložisek	36
Rovnice 6	Výpočet součinitele axiálního zatížení ložisek	36
Rovnice 7	Výpočet vztahové síly čtvercový závit.....	36
Rovnice 8	Výpočet vztahové síly trapézový závit	36
Rovnice 9	Výpočet kroutícího momentu čtvercový závit	36
Rovnice 10	Výpočet kroutícího momentu trapézový závit.....	37
Rovnice 11	Výpočet kroutícího momentu spodního rozvádění.....	37
Rovnice 12	Výpočet kontroly ve smyku trapézového šroubu.	37
Rovnice 13	Výpočet kontroly závitu na otláčení.....	38
Rovnice 14	Výpočet nosné výšky závitu	38
Rovnice 15	Výpočet počtu závitů v záběru	38
Rovnice 16	Výpočet reálného počtu závitů v záběru.....	38
Rovnice 17	Výpočet radiální reakce ložiska v místě uložení 1.....	42
Rovnice 18	Výpočet radiální reakce ložiska v místě uložení 2.....	42
Rovnice 19	Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení.....	42
Rovnice 20)	Výpočet trvanlivosti ložiska v počtech cyklů.....	42
Rovnice 21	Výpočet trvanlivosti ložiska v provozních hodinách.....	42
Rovnice 22	Výpočet ohybového napětí.....	44
Rovnice 23	Výpočet modulu průřezu v ohybu – obdélníkový průřez	44
Rovnice 24	Výpočet modulu průřezu v ohybu – průřez mezikruží	44
Rovnice 25	Výpočet modulu průřezu v ohybu – kruhový průřez	44
Rovnice 26	Výpočet průměru kruhového průřezu odpovídající obdélníkové tyči 20x4	44
Rovnice 27	Výpočet modulu průřezu v ohybu mezikruží odpovídající obdélníkové tyči 20x4	44
Rovnice 28	Výpočet kritického vzpěrného napětí.....	45
Rovnice 29	Výpočet kritického vzpěrného napětí.....	46

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A.....Výkresová dokumentace

Příloha B.....Kalkulace cen jednotlivých návrhů

Příloha C.....Výpočet ložiska 6200 ,tabulky pro výpočet ložisek



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



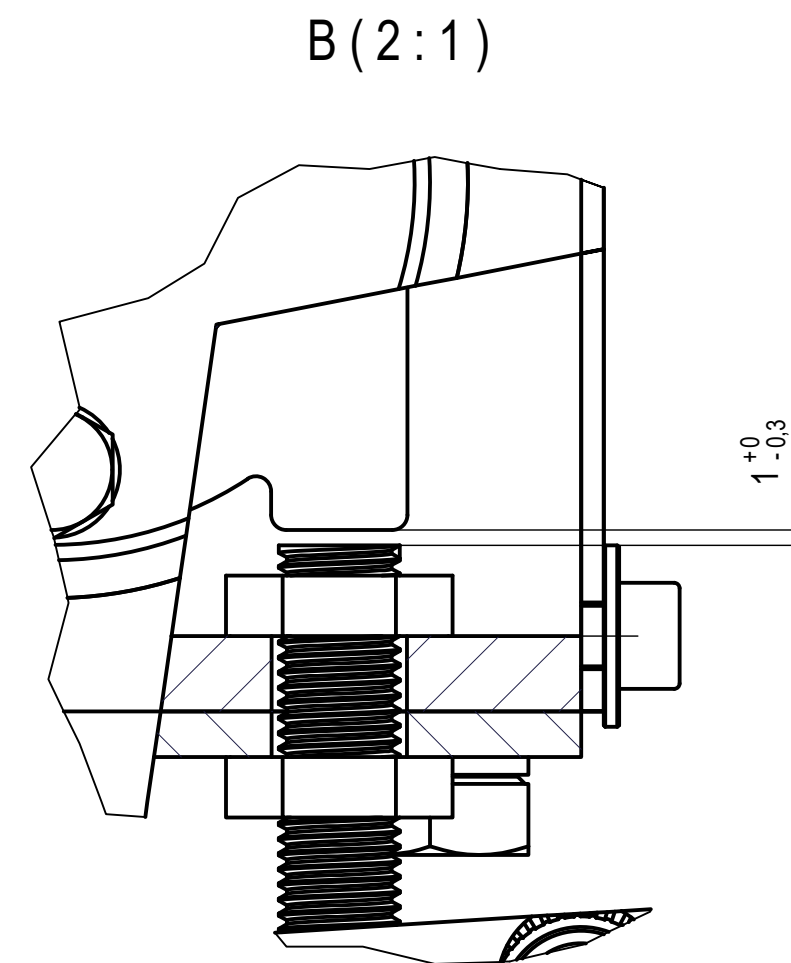
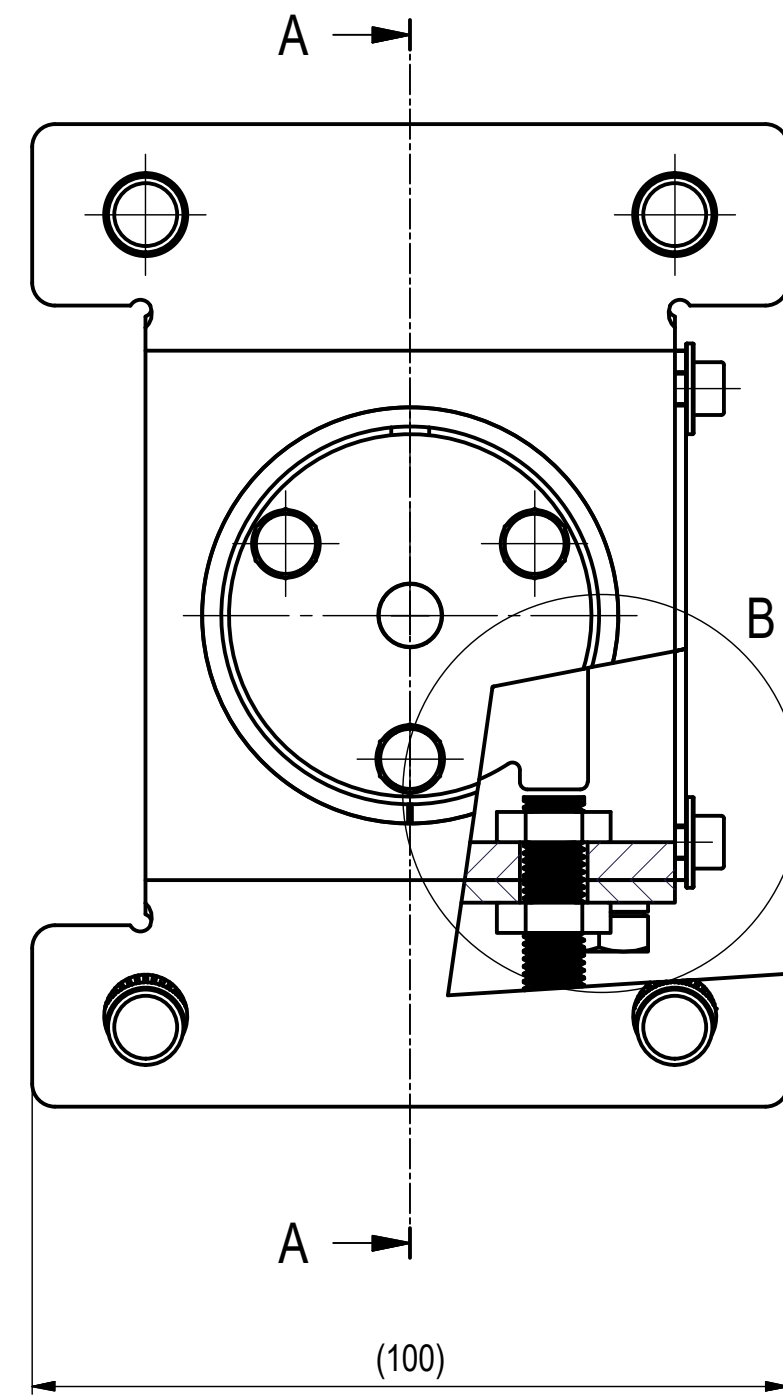
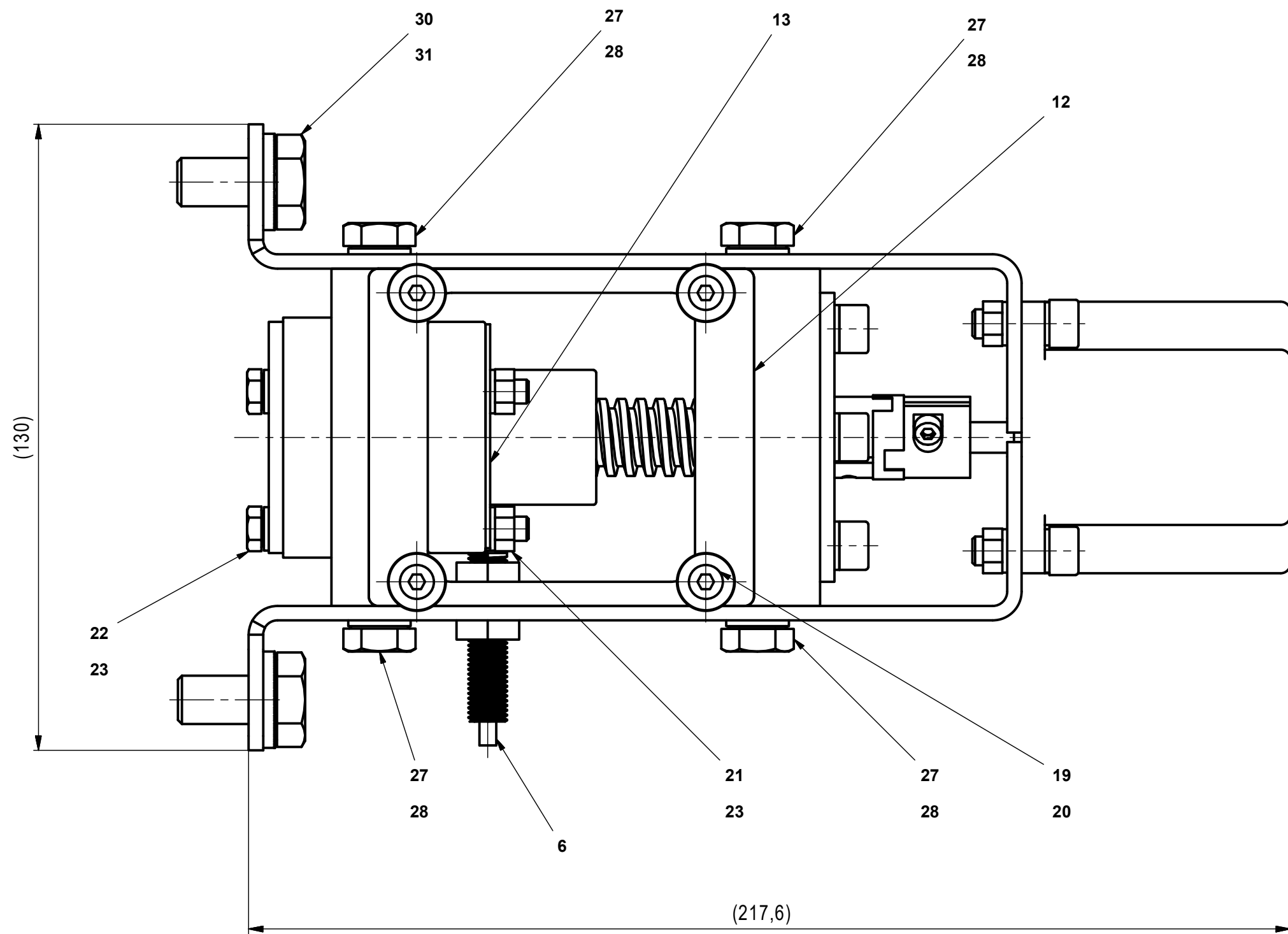
Modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových doprřadacích strojů

Diplomová práce

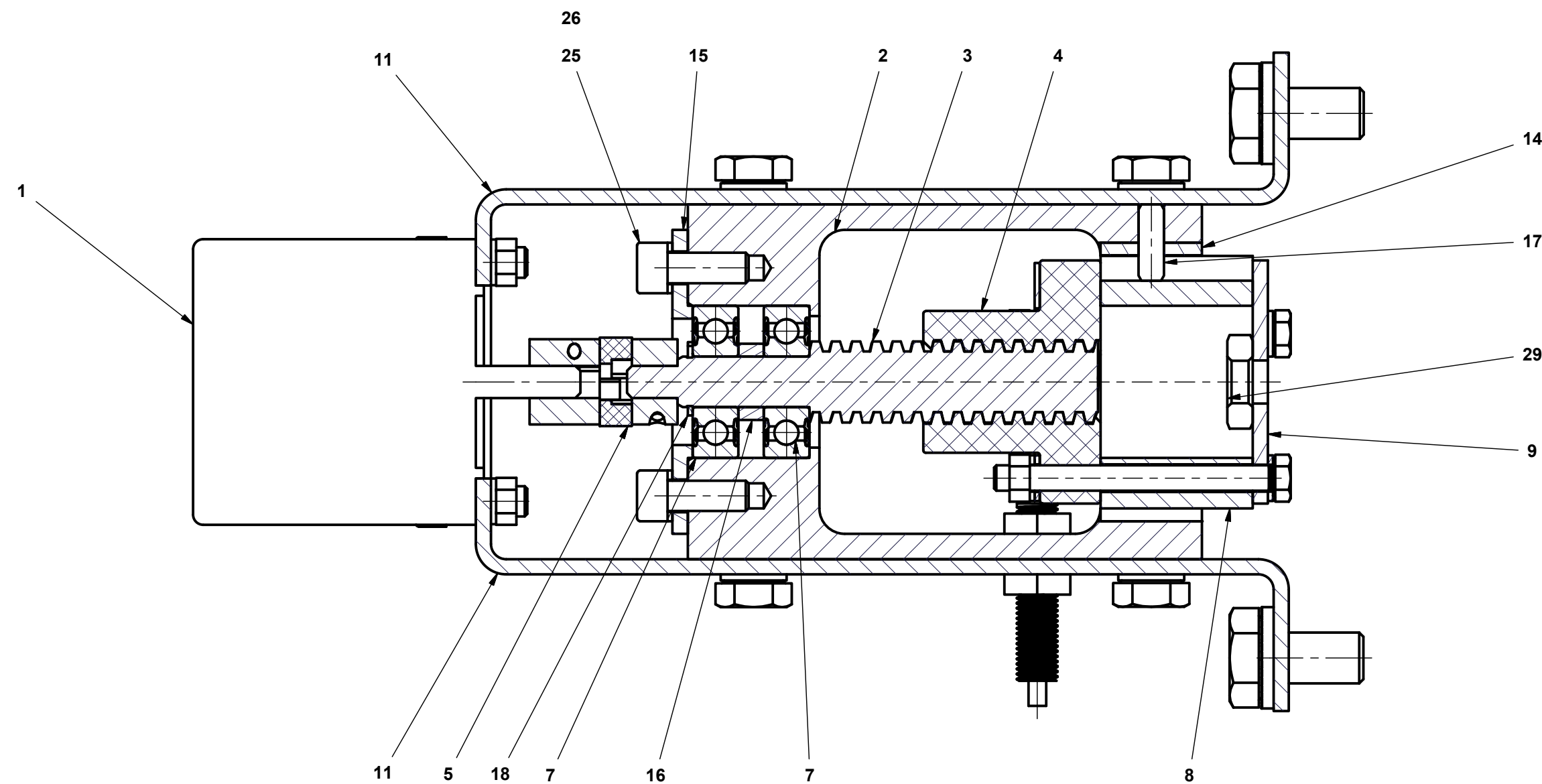
Přiloha A
Výkresová dokumentace

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. David Reichmann**
Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

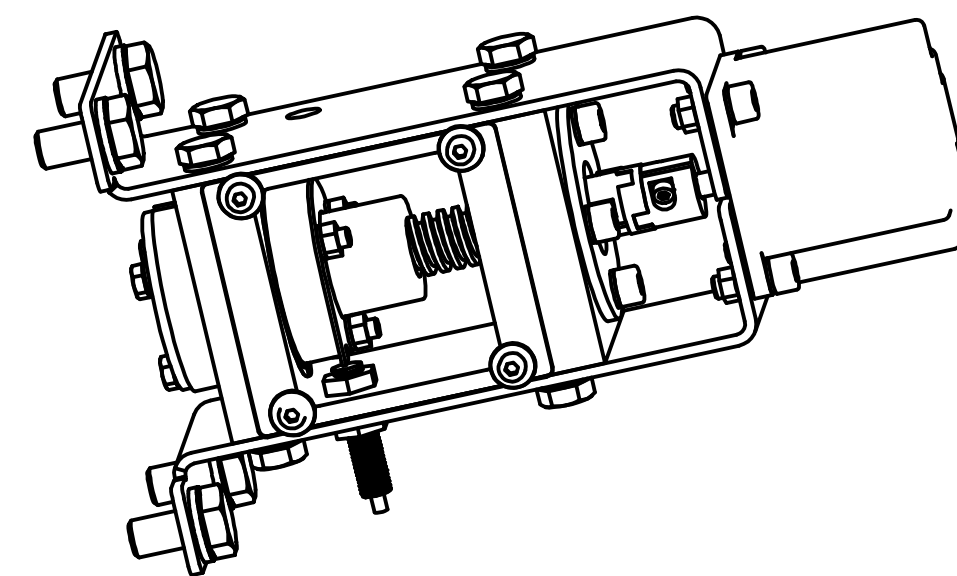




A-A (1:1)

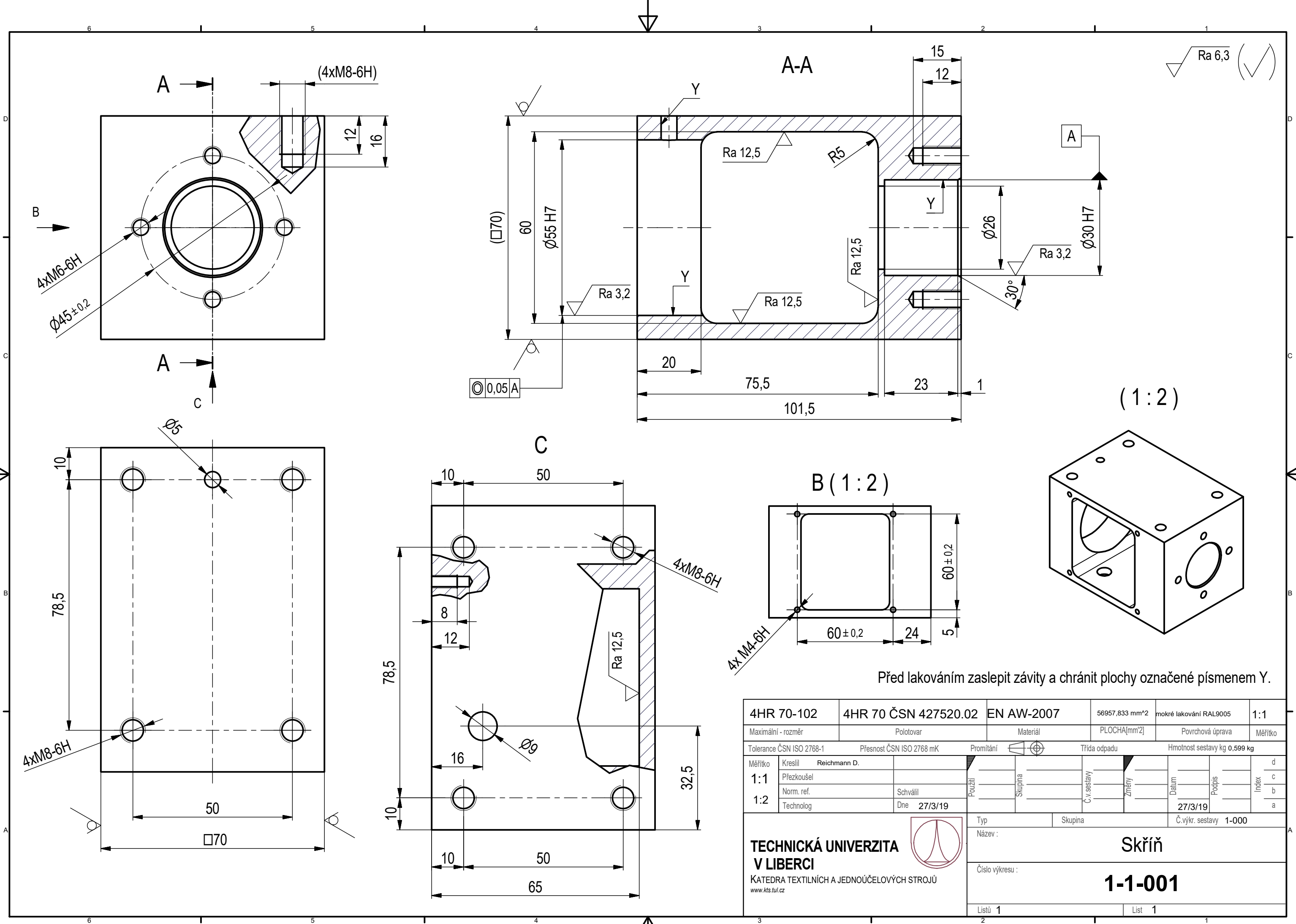


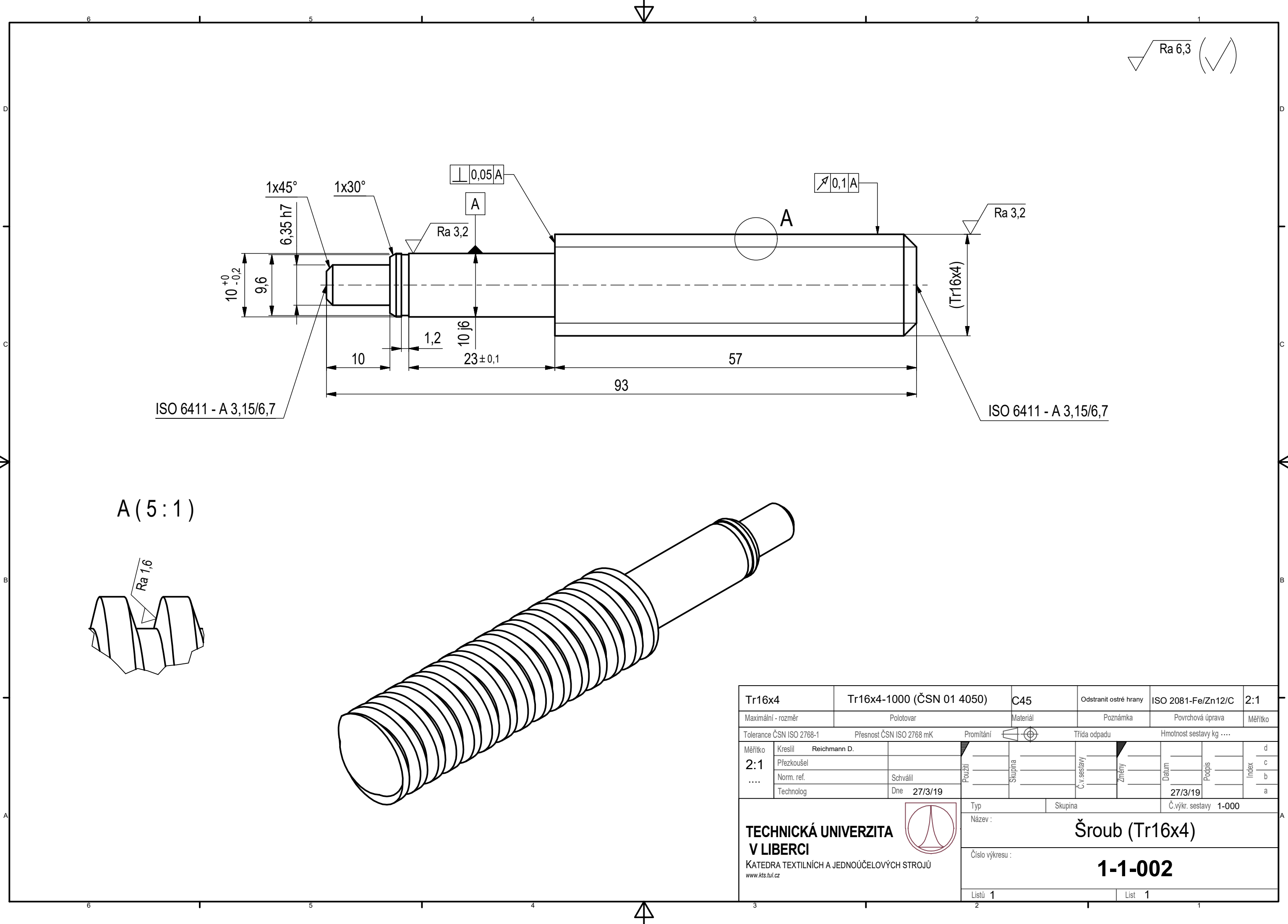
(1:2)



219x133x100	-				1:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1	Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 7,45	
Měřítka	Kreslil Reichmann D.	Použití	Skupina	Č.v sestavy	Změny
1:1	Přezkoušel				
1:1	Norm. ref.	Schválil			
Technolog	Dne 27/3/19				
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI		Návrh č.1 sestava			
KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ		Číslo výkresu: 1-000			
www.kts.tul.cz					
Listů 2		List 1			

Kusovník									
POZ.	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS						
1	1	1-2-001	Krokový motor 23KM-K144U						
2	1	1-1-001	Skříň						
3	1	1-1-002	Šroub TR16x4						
4	1	1-2-002	Matice TR16x4 (plast)						
5	1	1-2-003	Hřídelová spojka pružná 6,35/6,35						
6	1	1-2-004	Indukční čidlo						
7	2	1-2-005	Ložisko 6200-2RSH						
8	1	1-1-003	Trubka						
9	1	1-1-004	Plech-víko trubky						
11	2	1-1-006	Konzola vrchní						
12	1	1-1-007	Plastový kryt						
13	1	1-1-008	Plech indikace polohy						
14	1	1-1-009	Kluzné pouzdro						
15	1	1-1-010	Víčko s osazením						
16	1	1-1-011	Rozpěrný kroužek ložiska						
17	1	1-3-001	Čep 5x20 A ISO 2340 - St						
18	1	1-3-002	Poj. kroužek 10 ČSN 02 2930						
19	4	1-3-003	Šroub M4x10_10,9, DIN 912						
20	4	1-3-004	Podl. 4,3x20x1, DIN 9021						
21	7	1-3-005	Matice M5, DIN 934						
22	3	1-3-006	Šroub M5x55_8.8, DIN 933						
23	14	1-3-007	Podl. Schnor VS5						
25	8	1-3-008	Šroub M6x16_8.8, DIN 912						
26	4	1-3-009	Podl. Schnorr VS6						
27	8	1-3-010	Šroub M8x16_8.8, DIN 933						
28	8	1-3-011	Podl. Scchnorr VS 8						
29	1	1-3-012	Matice M8, ISO 4035						
30	4	1-3-013	Šroub M10x20_8.8, DIN 933						
31	4	1-3-014	Podl. Ripplock pr. 10						
219x133x100		-						1:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 7,45	
Měřítko	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis
1:1	Přezkoušel								
1:1	Norm. ref.	Schválil							
	Technolog	Dne 27/3/19						27/3/19	
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy -	
				Název :		Návrh č.1 sestava			
				Číslo výkresu :		1-000			
				Listů 2		List 2			

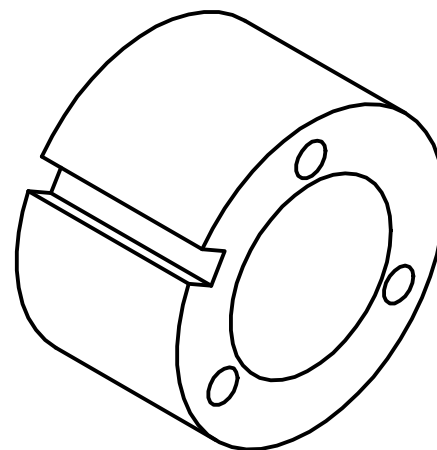
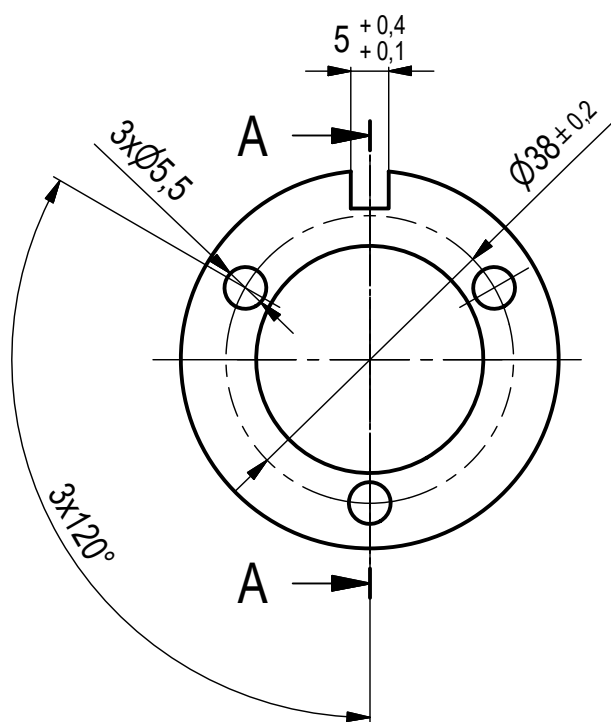
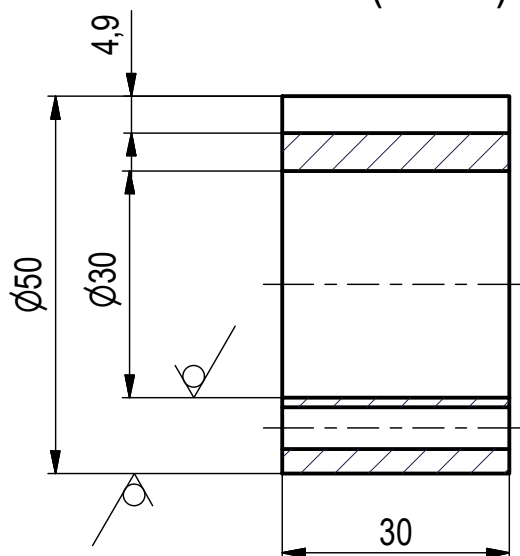













Tr16x4		Tr16x4-1000 (ČSN 01 4050)		C45		Odstranit ostré hrany		ISO 2081-Fe/Zn12/C		2:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg					
Měřítka		Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d		
2:1		Přezkoušel									c		
....		Norm. ref. Schválil									b		
		Technolog Dne 27/3/19									a		
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 1-000					
				Název :									
				Číslo výkresu :									
				Listů 1		List 1							

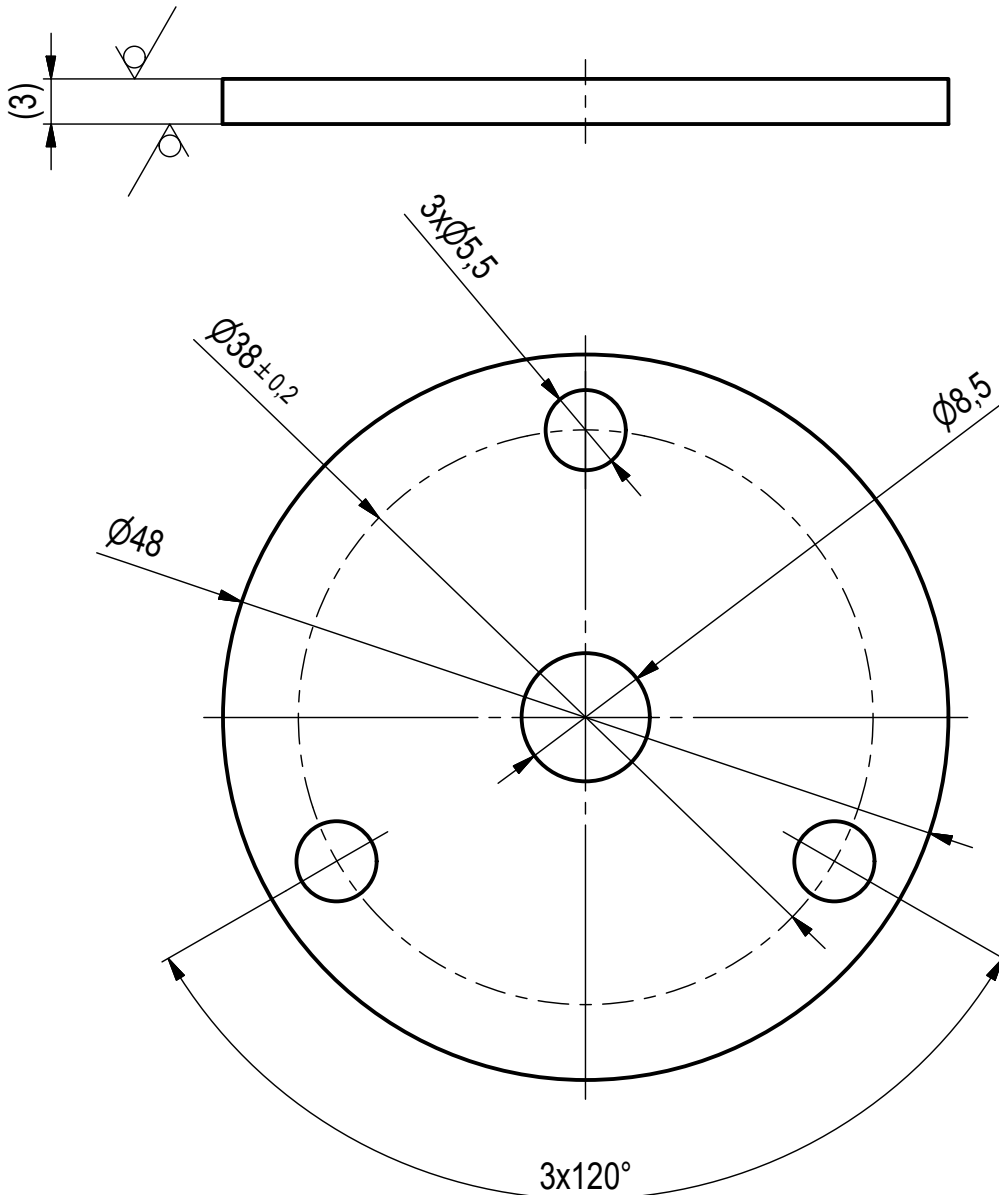
$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)

A-A (1:1)

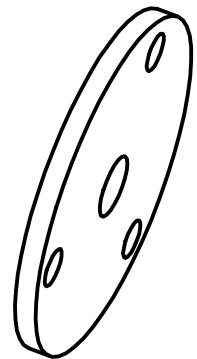


pr.50x30-30		TR KR 50x10-1000		C15		Odstranit ostré hrany		ISO 2081- Fe/Zn12/C		1:1										
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka										
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání				Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,273										
Měřítka		Kreslil Reichmann D.			Použití		Skupina		Č.v.sestavy		Změny		Datum		Podpis		Index	d		
1:1		Přezkoušel																c		
1:1		Norm. ref.																Schválil	b	
		Technolog																Dne 27/3/19	a	
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div></div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>				Typ		Skupina			Č.výkr. sestavy 1-000											
				Název :												Trubka				
				Číslo výkresu :												1-1-003				
				Listů 1						List 1										

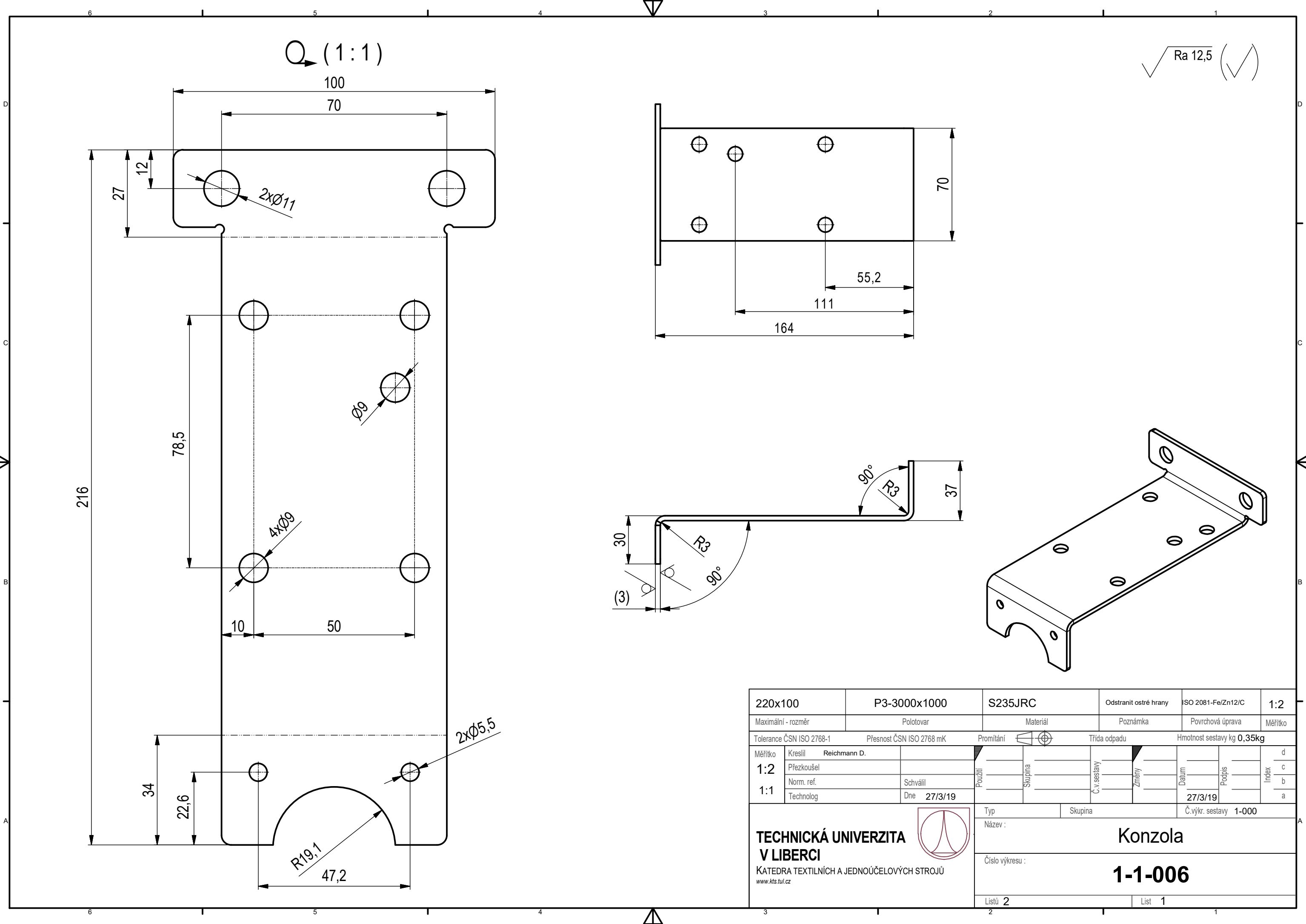
✓ Ra 12,5 (✓)



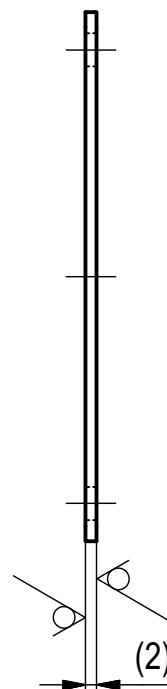
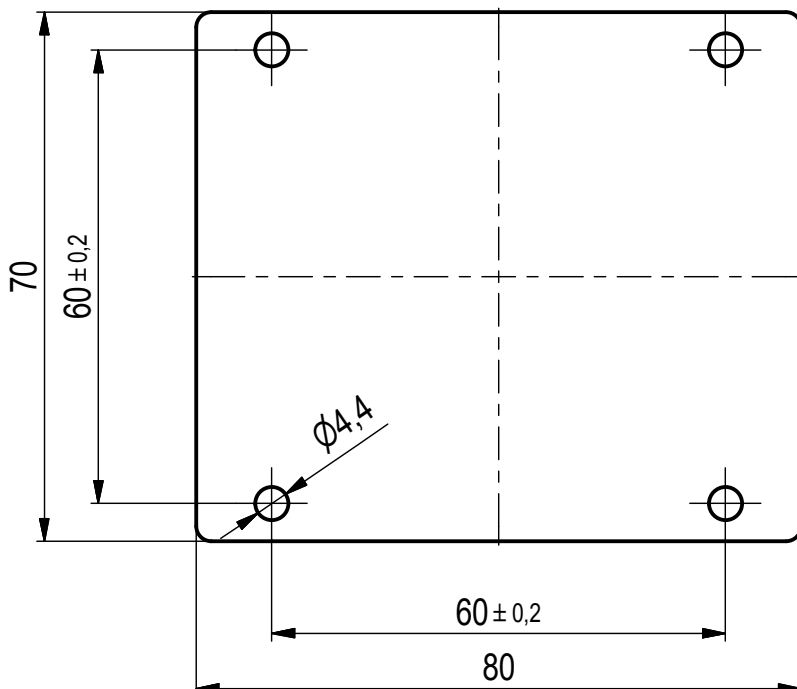
(1:1)



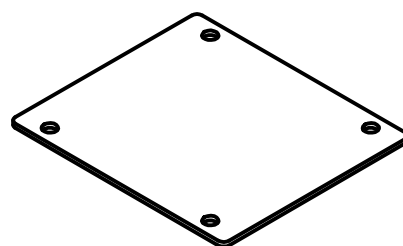
pr.48	P3-2000x1000	S235JR	Odstranit ostré hrany	ISO 2081- Fe/Zn12/C	2:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání	Třída odpadu
Hmotnost sestavy kg					
Měřítka	Kreslil Reichmann D.	Použití	Skupina	Č.v.sestavy	Změny
2:1	Přezkoušel				
....	Norm. ref.	Schválil			
	Technolog	Dne 27/3/19			
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz		Typ Skupina Č.výkr. sestavy 1-000 Název : plech- víko trubky Číslo výkresu : 1-1-004 Listů 2 List 1			



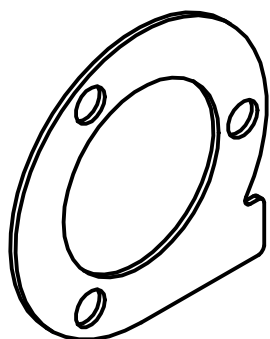
✓ Ra 12,5 (✓)





(1:2)



80x70		2x1520x2050		PC (makrolon)		Odstranit ostré hrany		1:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg	
Měřítko	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis
1:1	Přezkoušel								
....	Norm. ref.	Schválil							
	Technolog	Dne 27/3/19						27/3/19	
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 1-000	
				Název :		Kryt plastový			
				Číslo výkresu :		1-1-007			
				Listů 2		List 1			

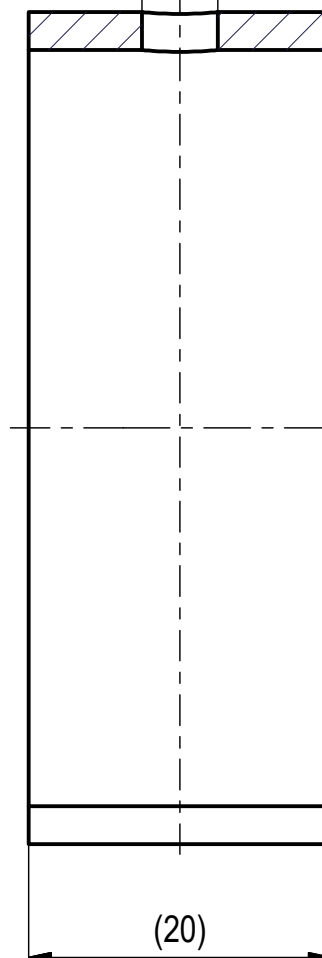
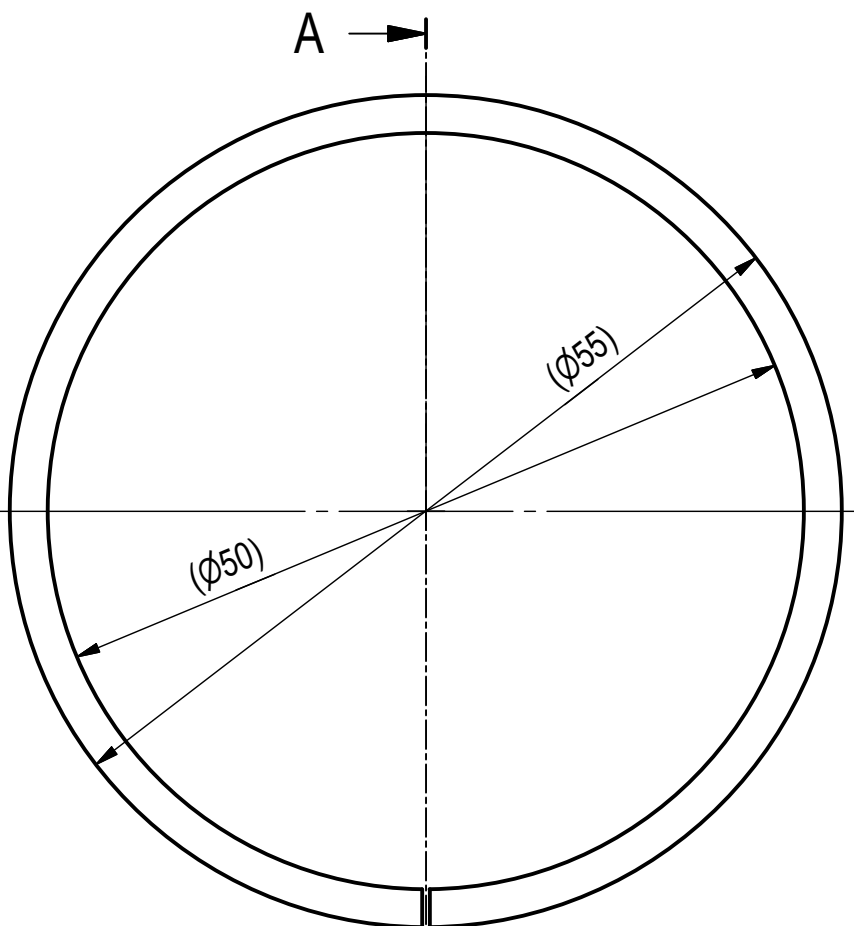


pr.48		P1-1000x1000		DC01		Odstranit ostré hrany		ISO2081-Fe/Zn12/C		2:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítko			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání 		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,009					
Měřítko 2:1	Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d c b a			
	Přezkoušel												
	Norm. ref.	Schválil											
	Technolog	Dne 27/3/19											
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div></div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 1-000					
				Název :		Plech-snímání polohy							
				Číslo výkresu :		1-1-008							
				Listů 2		List 1							

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ (✓)

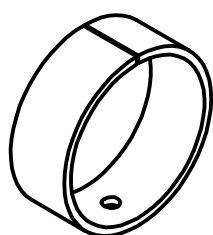
A-A (2:1)

$5^{+0,2}_{-0}$



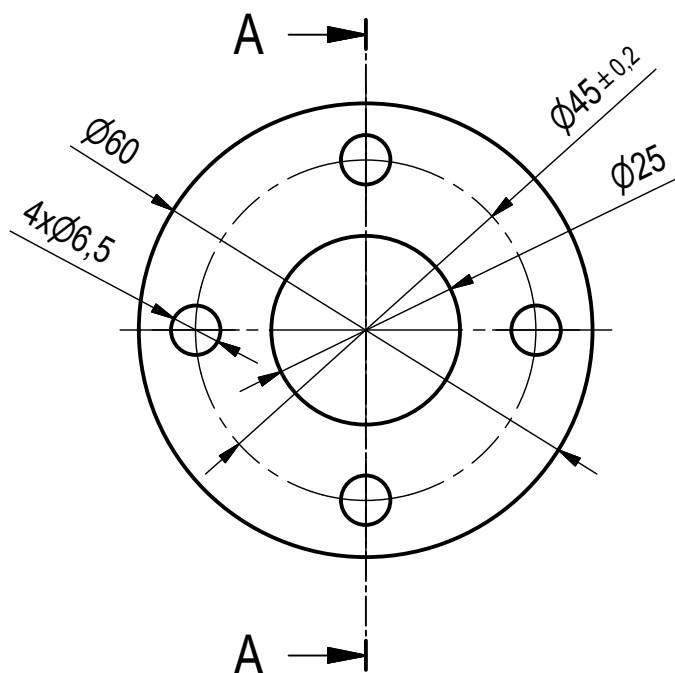
(1:2)

A

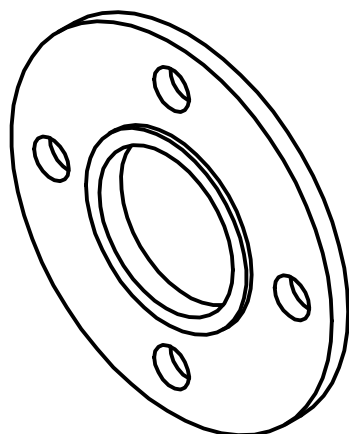
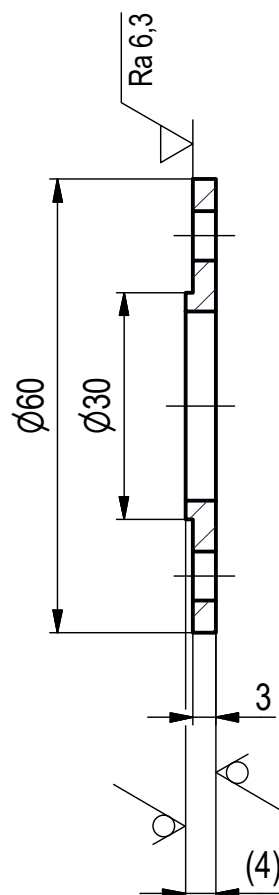


KR 55x2,5		5020 KU (010)		(010)		Odjehlít otřeby po vrtání		-		2:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg		0,05	
Měřítka	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d
2:1	Přezkoušel										c
...	Norm. ref.	Schválil									b
	Technolog	Dne 27/3/19									a
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 1-000			
				Název :		Kluzné pouzdro					
				Číslo výkresu :		1-1-009					
Listů 1				List 1							

✓ Ra 12,5 (✓)

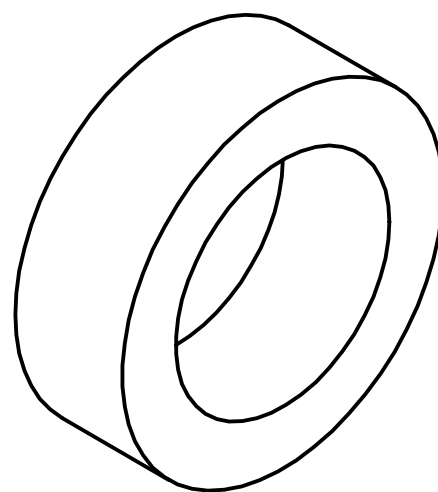
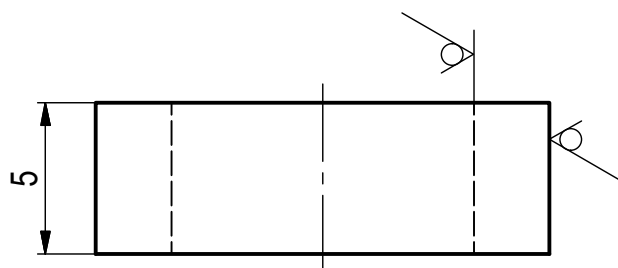
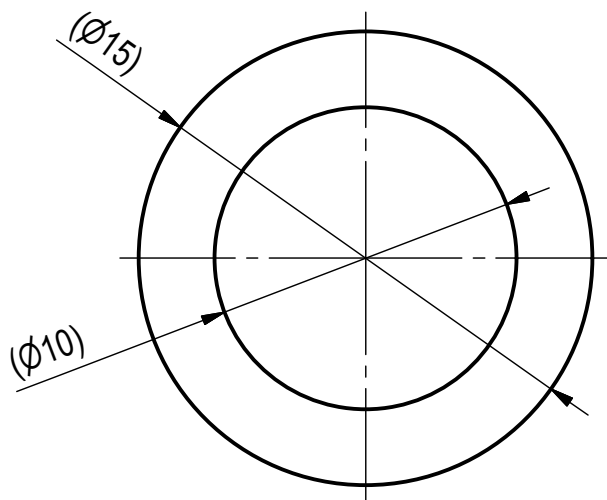


A-A (1:1)

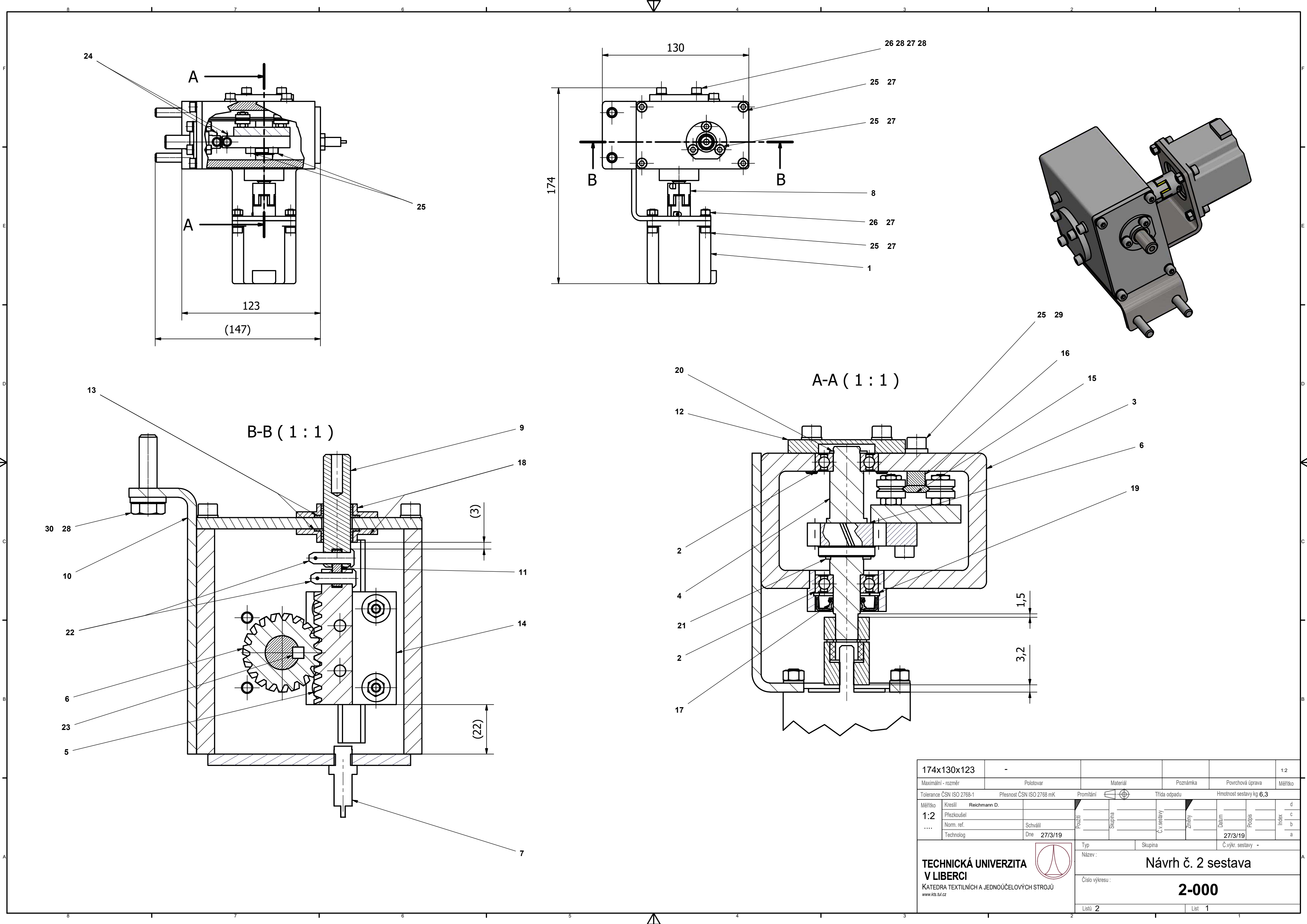



pr.60	P4-2000x1000	S235JR	Odsranit ostré hrany	ISO2081- Fe/Zn12/C	1:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 0,02
Měřítka	Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy
1:1	Přezkoušel				
1:1	Norm. ref.	Schválil			
	Technolog	Dne 27/3/19			
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz			Typ Skupina Č.výkr. sestavy 1-000 Název : Víčko s osazením Číslo výkresu : 1-1-010 Listů 2 List 1		

✓ Ra 6,3 (✓)

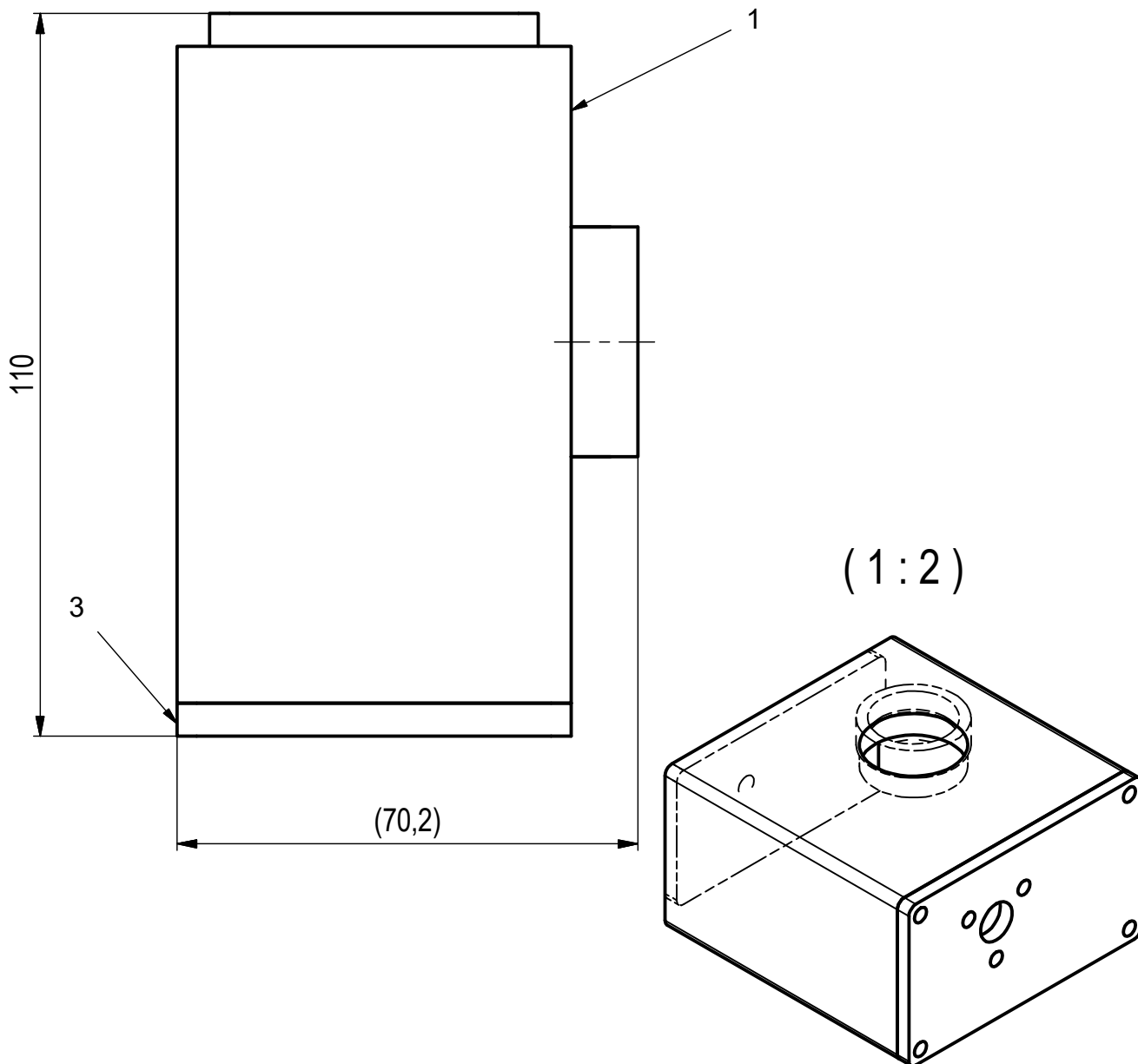


pr.15	TR KR 15x2,5	11 353	Odstranit ostré hrany	ISO 2081-Fe/Zn12/C	4:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítko
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg
Měřítko 4:1	Kreslil Reichmann D. Přezkoušel Norm. ref. Technolog	Schválil Dne 27/3/19	Použití Skupina Č.v. sestavy Změny	Datum 27/3/19 Podpis	d c b a
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz		Typ Skupina Č.výkr. sestavy 1-000 Název : Rozpěrný kroužek ložiska Číslo výkresu : 1-1-011			
		Listů 1 List 1			



174x130x123		-				1:2			
Maximální - rozměr		Polotovary		Materiál		Poznámka	Povrchová úprava		Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 6,3	
Měřítka	Kreslí Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index
1:2	Přezkoušel								
....	Norm. ref.	Schválil							
	Technolog	Dne 27/3/19							
			Typ	Skupina	Č.výkr. sestavy -				
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TECHNICÁL A JEDNOÚČELOVÝCH STŘEŠŮ www.kts.tul.cz</div> <div></div>			Název :						
			Návrh č. 2 sestava						
			Číslo výkresu :						
			2-000						
Listů 2				List 1					

Kusovník										
POZ	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS							
1	1	2-2-001	Krokový motor NEMA 23							
2	2	2-2-002	Ložisko 6001-2RSH							
3	1	2-1-001	Skříň-jackel svarek							
4	1	2-1-002	Hřídel							
5	1	2-1-003	Ozubený hřeben							
6	1	2-2-003	Ozubené kolo							
7	1	2-2-004	Indukční čidlo M8							
8	1	2-2-005	Hřídelová spojka							
9	1	2-1-004	Výstupní hřídel							
10	1	2-1-005	Konzola							
11	1	2-1-006	Plech spojovací							
20	1	2-3-001	Pojistný kr. DIN 471, pr.12							
21	1	2-3-002	Pojistný kr. DIN 471, pr 15							
12	1	2-1-007	Víko šroubované							
19	1	2-3-003	Pojistný kr. 472, pr. 28							
14	1	2-2-006	Rolnový vozík							
23	1	2-3-004	PERO 5e7x5x12 ČSN 02 2562							
15	1	2-2-007	Lišta pojezdu							
16	1	2-2-008	Lišta upevnění pojezd							
17	1	2-2-009	Gufero, GP 12-28-7 NBR							
18	2	2-1-008	Víko kluzného pozdra							
13	2	2-2-010	Kluzné pouzdro							
22	2	2-3-005	Čep_12x15x1,2 B ISO 2341 -st							
24	2	2-3-007	Závačka ISO_1234-1_2x8-a							
27	22	2-3-009	podl. Schnorr VS5							
26	7	2-3-008	Matice_iso_4032-m5-6							
30	2	2-3-006	Podl. Ripp lock. 8							
28	2	2-3-010	Šroub DIN 931 M8x30							
25	19	2-3-012	Šroub DIN 912 m5x16							
29	2	2-3-011	Podl. Schnorr VS 8							
174x130x123		-						1:2		
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 6,3		
Měřítko	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v sestavy	Změny	Datum	Podpis	
1:2	Přezkoušel									
....	Norm. ref.	Schválil								
	Technolog	Dne 27/3/19						27/3/19		
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy -		
				Název :						
				Návrh č. 2 sestava						
				Číslo výkresu :						
							2-000			
Listů 2							List 2			



Kusovník

POZ.	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	2-1-001-1	Skříň svarek
3	1	2-1-001-2	Víčko šroubovací

110x100x71

-

1:1

Maximální - rozměr

Polotovár

Materiál

Poznámka

Povrchová úprava

Měřítka

Tolerance ČSN ISO 2768-1

Přesnost ČSN ISO 2768 mK

Promítání



Třída odpadu

Hmotnost sestavy kg 0,6

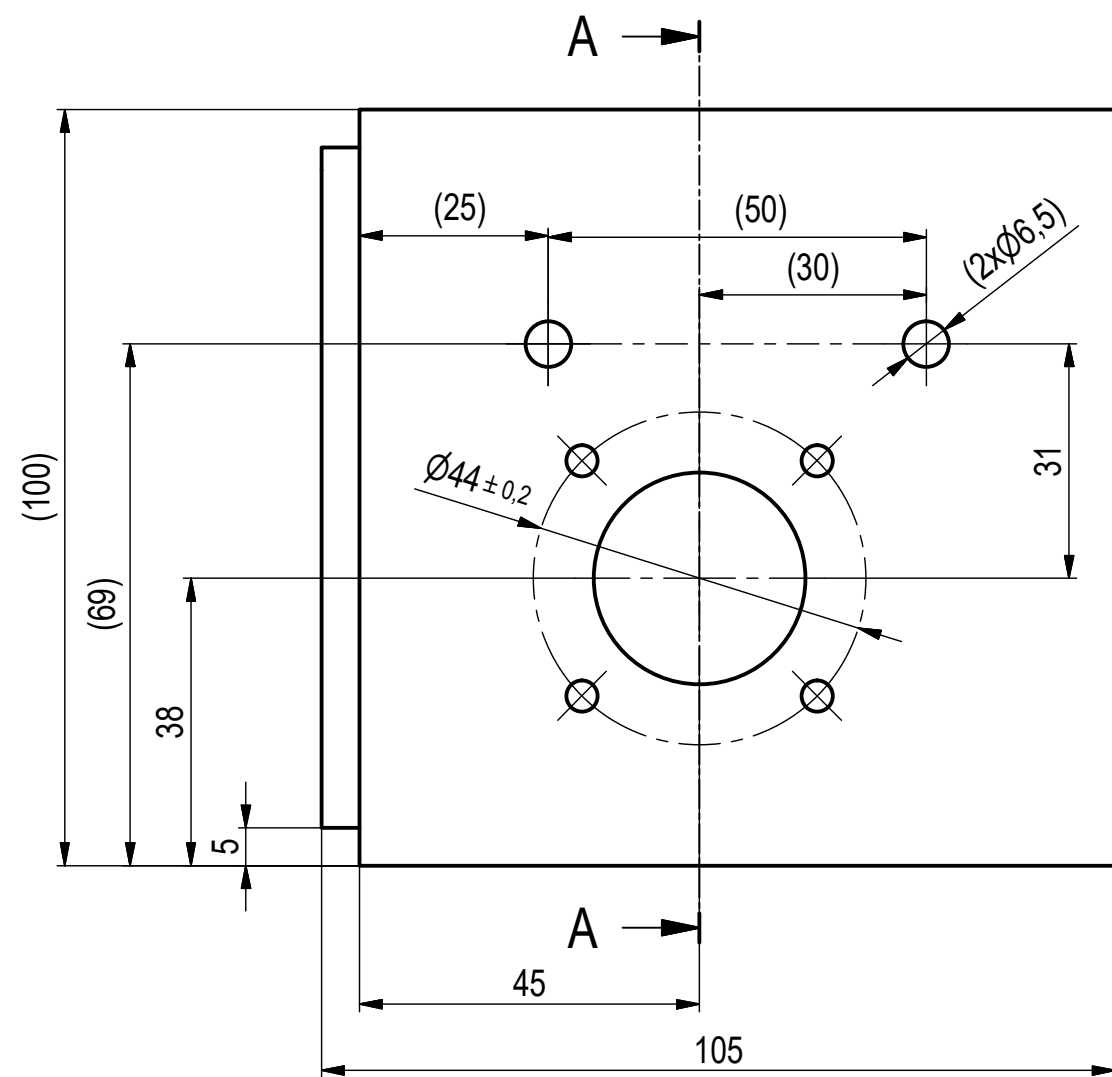
Měřítka	Kreslil	Reichmann D.	Přezkoušel	Norm. ref.	Schválil	Technolog	Dne	27/3/19	Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index
1:1															d
1:2															c
															b
															a

**TECHNICKÁ UNIVERZITA
V LIBERCI**

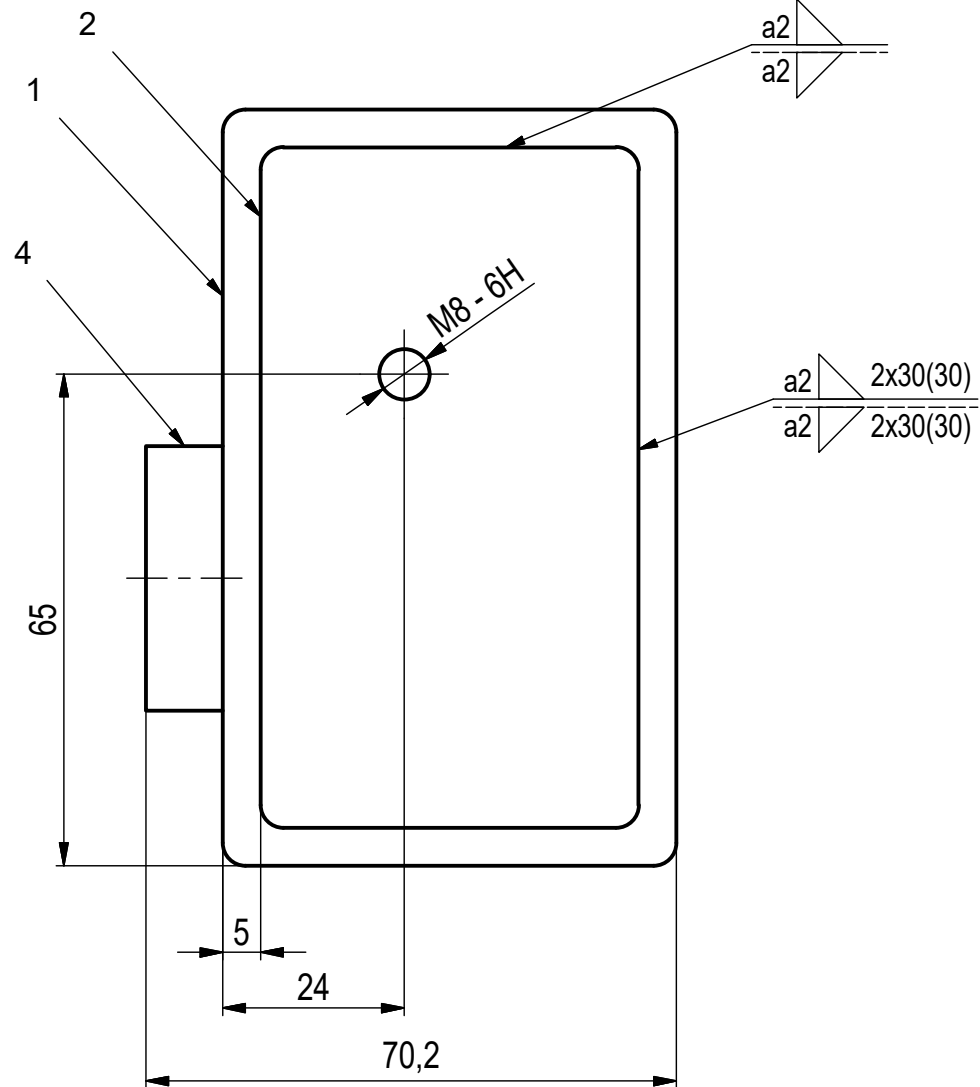
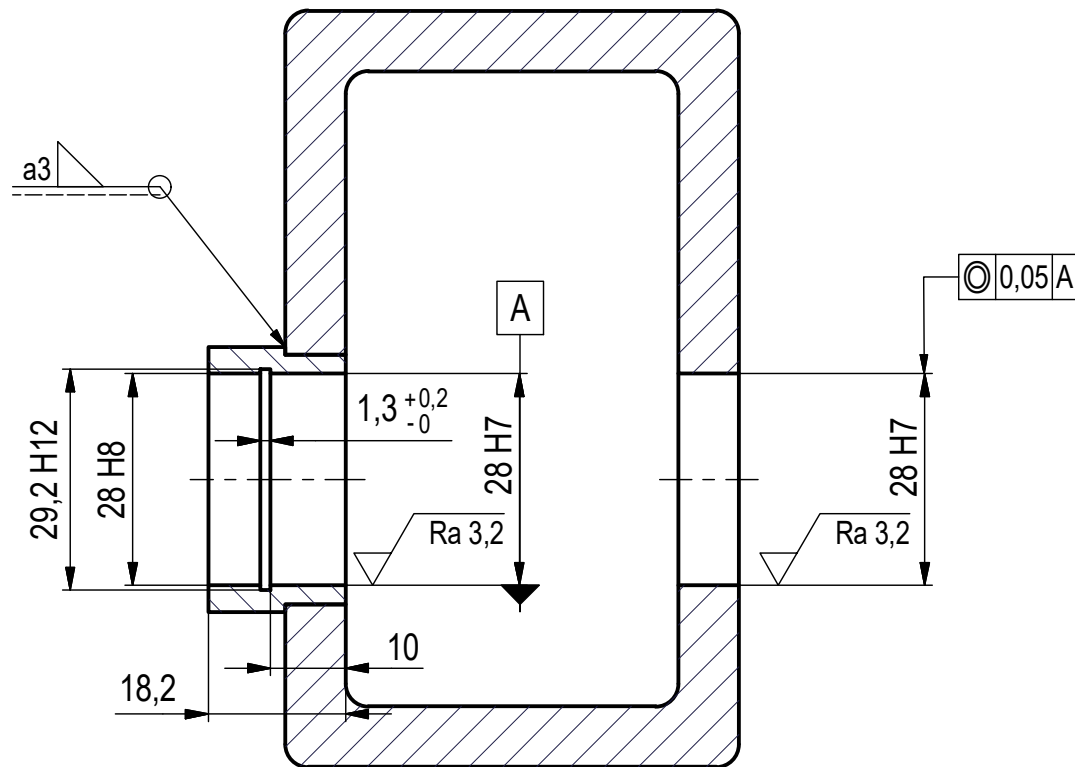
KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ
www.kts.tul.cz



Typ	Skupina	Č.výkr. sestavy	2-000
Název :	Skříň sestava		
Číslo výkresu :	2-1-001		
Listů	1	List	1

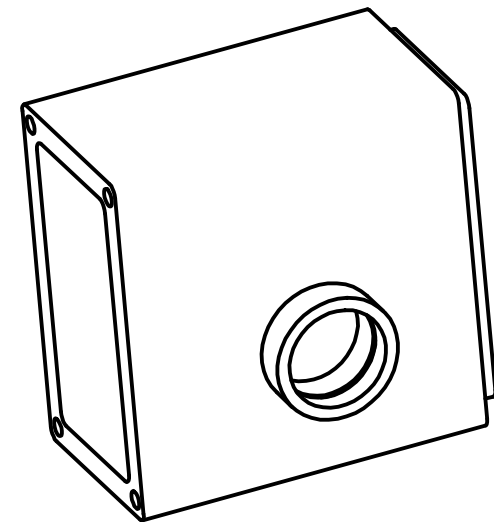


A-A (1:1)

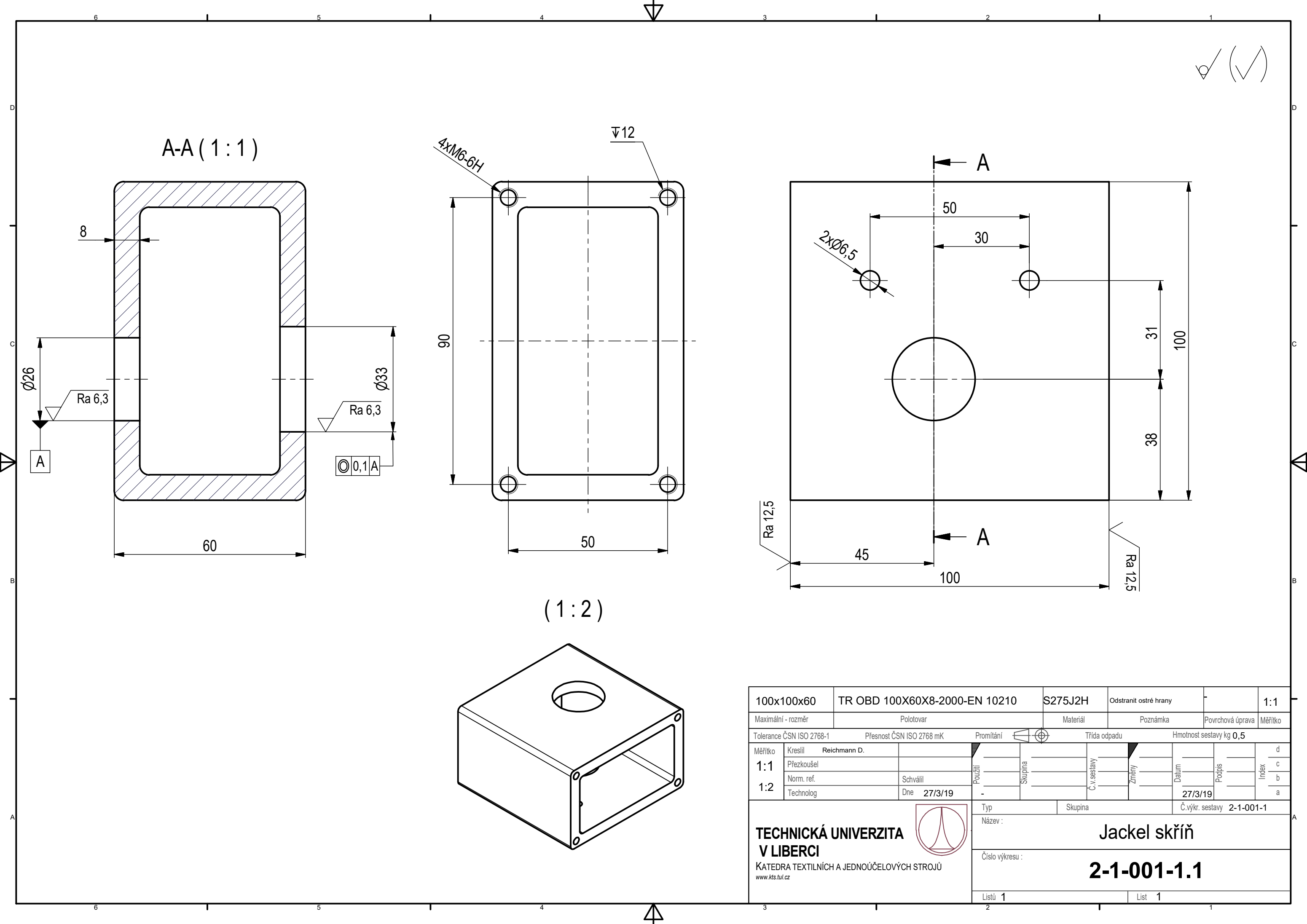


Ra 6,3

(1:2)

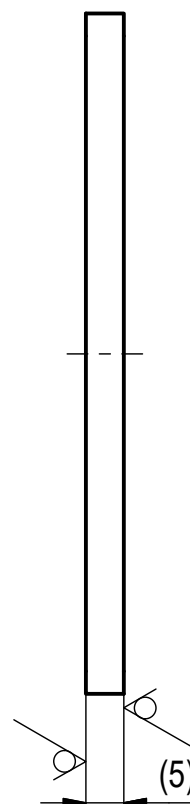
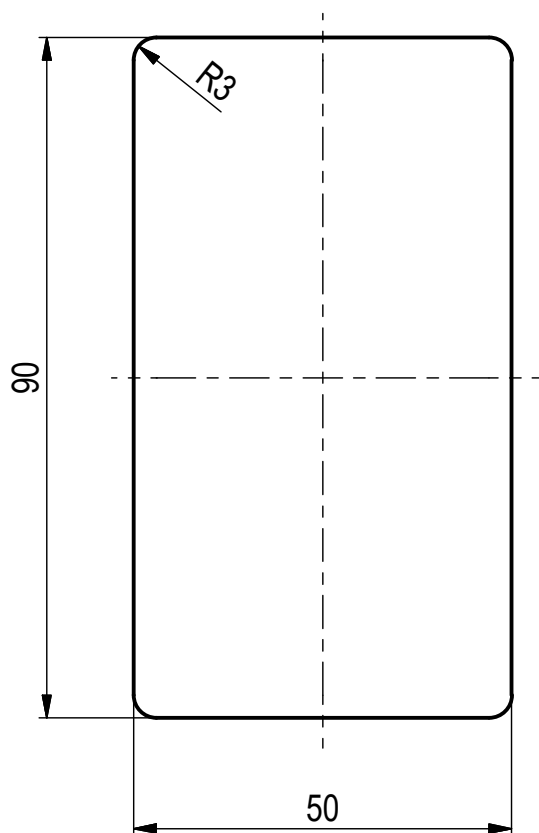


Kusovník											
Poz.	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI				POPIS					
1	1	2-1-001-1.1				jackel					
2	1	2-1-001-1.2				víčko_plech					
4	1	2-1-001-1.3				Pouzdro					
105x100x71		-			Tmelit přerušované svary.		Mokré lakování 9005		1:1		
Maximální - rozměr		Polotovar		Materiál	Poznámka		Povrchová úprava		Měřítko		
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání	Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 1,2				
Měřítko	Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v.sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index		
1:1	Přezkoušel										
1:2	Norm. ref.	Schválil									
	Technolog	Dne 27/3/19									
				Mokré lakování 9005			27/3/19				
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-1-001			
				Název : Skříň svarek							
				Číslo výkresu : 2-1-001-1							
				Listů 1				List 1			

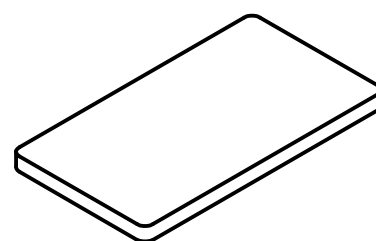


100x100x60	TR OBD 100X60X8-2000-EN 10210	S275J2H	Odstranit ostré hrany		1:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1 Přesnost ČSN ISO 2768 mK Promítání Třída odpadu Hmotnost sestavy kg 0,5					
Měřítka	Kreslil Reichmann D.				d
1:1	Přezkoušel				c
1:2	Norm. ref.	Schválil			b
	Technolog	Dne 27/3/19			a
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI		Jackel skříň			
KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ		Číslo výkresu : 2-1-001-1.1			
www.kts.tul.cz		Listů 1 List 1			

✓ Ra 12,5 (✓)



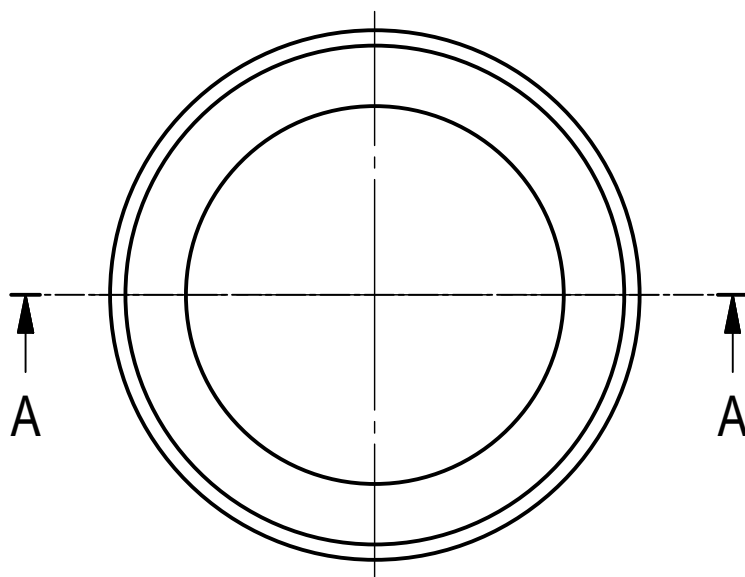
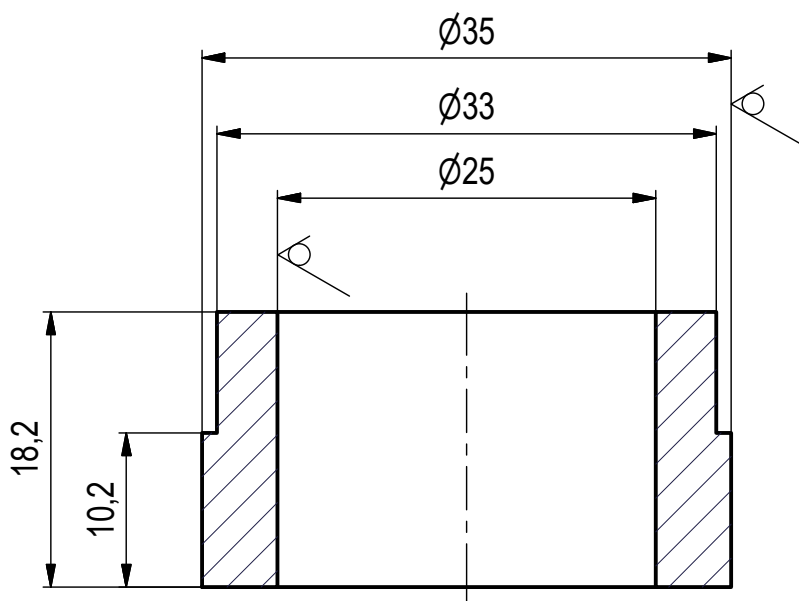
(1:2)



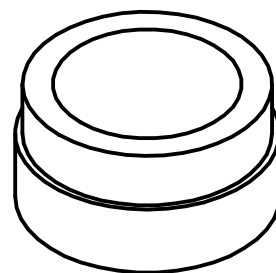
90x50x5		P5-1000x2000		S235JR		-		-		1:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítko			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg		0,08			
Měřítko	Kreslil	Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d		
1:1	Přezkoušel										c		
1:2	Norm. ref.	Schválil									b		
	Technolog	Dne 27/3/19									a		
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-1-001-1					
				Název :		Víčko plech							
				Číslo výkresu :		2-1-001-1.2							
				Listů 2		List 1							

✓ Ra 6,3 (✓)

A-A (2 : 1)

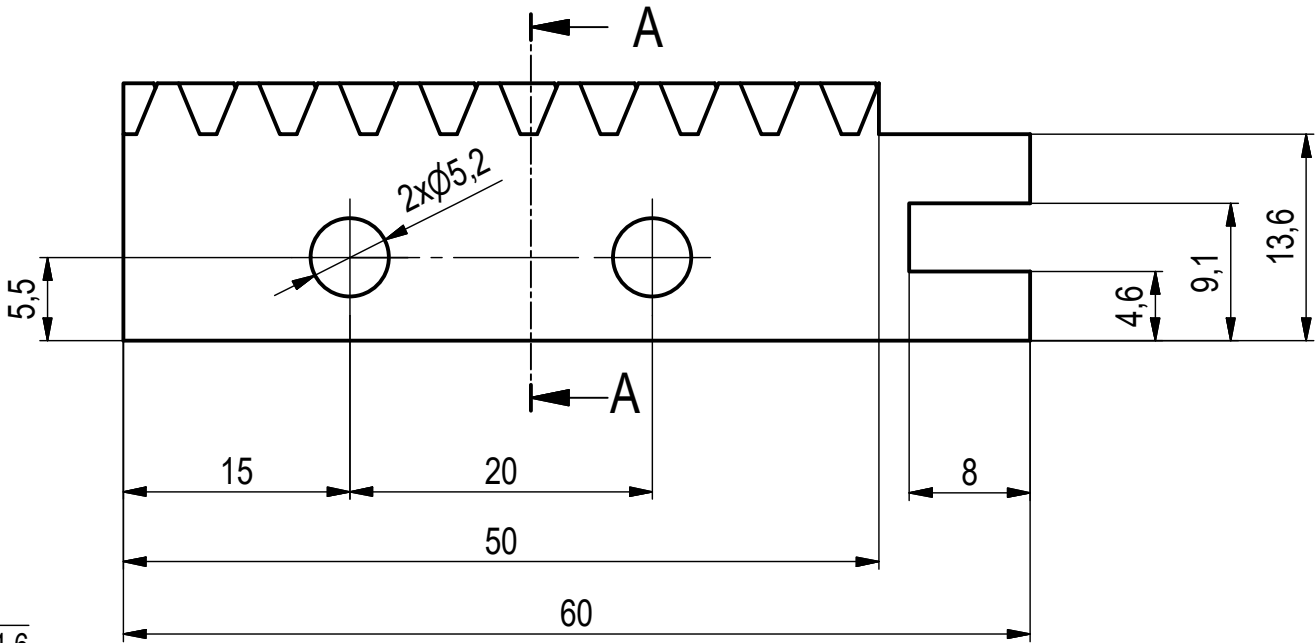
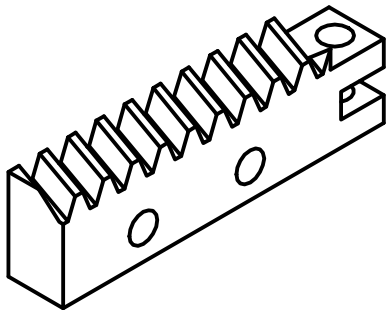


(1 : 1)

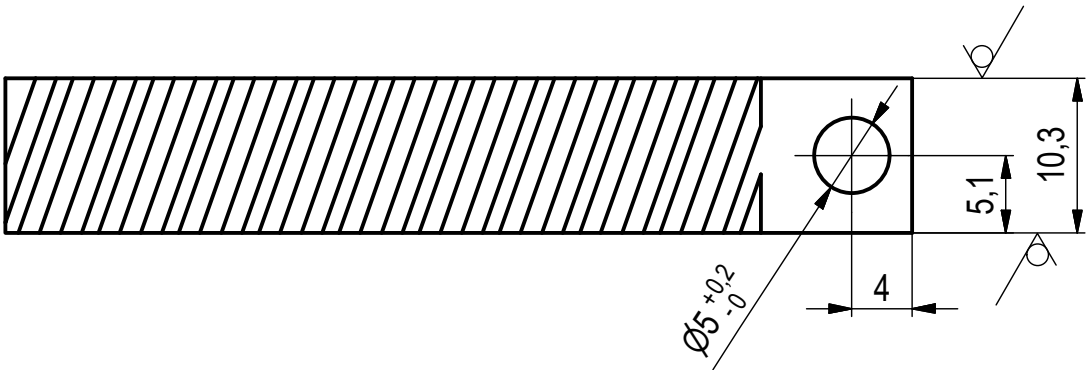
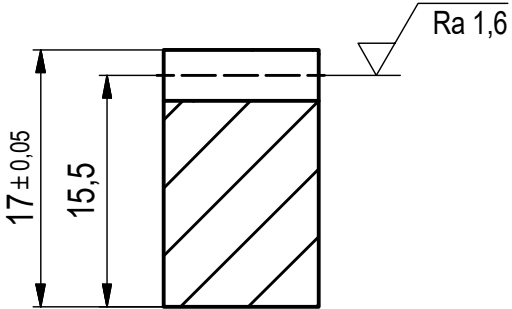


Pr. 35		TR KR 35x5 - ČSN 425715.01		11 353		Odstranit ostře hrany				2:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg		0,05			
Měřítka	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d		
2:1	Přezkoušel										c		
1:1	Norm. ref.	Schválil									b		
	Technolog	Dne 27/3/19						27/3/19			a		
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-1-001-1					
				Název :		Pouzdro							
				Číslo výkresu :		2-1-001-1.3							
				Listů 1		List 1							



Ra 6,3




A-A (2:1)



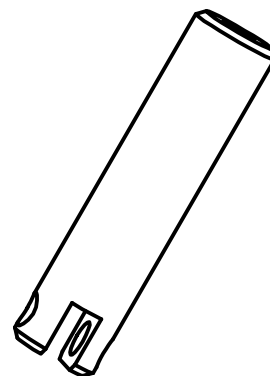
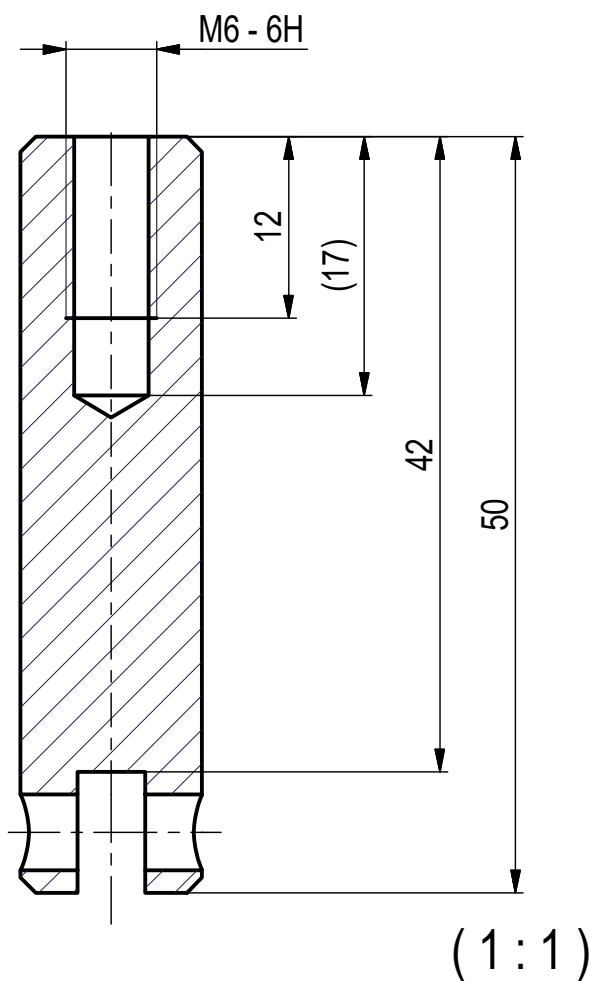
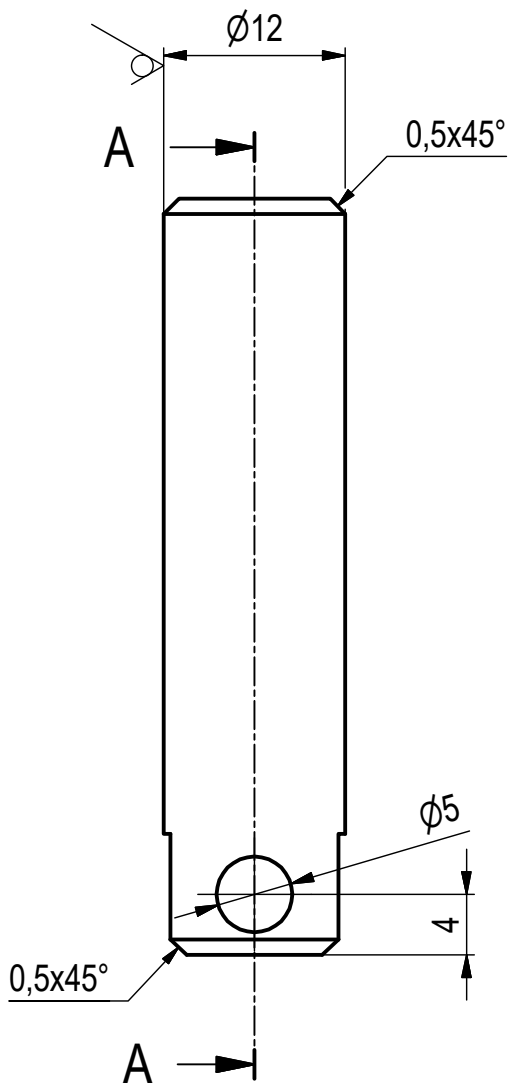
Tabulka ozubení		
Název	Znač.	Hodnota
Modul	m	1,5
Počet zubů	z	-
Normál. zákl. profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu	β	30°
Smysl stoup. boč. křivky	-	PRAVÝ
Jednotkové posun.	x	-
Spoluzabírající kolo	výkr.	2-2-003
počet zubů	z	19
modul čelní	mt	1,732
rozteč v čelní rovině	pt	5,44



-		Výkovek		C45		Zuby cementovány a kaleny na HRC 58-62				2:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka				Měřítka	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání				Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,09	
Měřítka	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d
2:1	Přezkoušel										c
1:1	Norm. ref.	Schválil									b
	Technolog	Dne 27/3/19									a
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>						Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-000	
						Název :					
						Ozubená hřeben					
						Číslo výkresu :					
						2-1-003					
Listů 1						List 1					

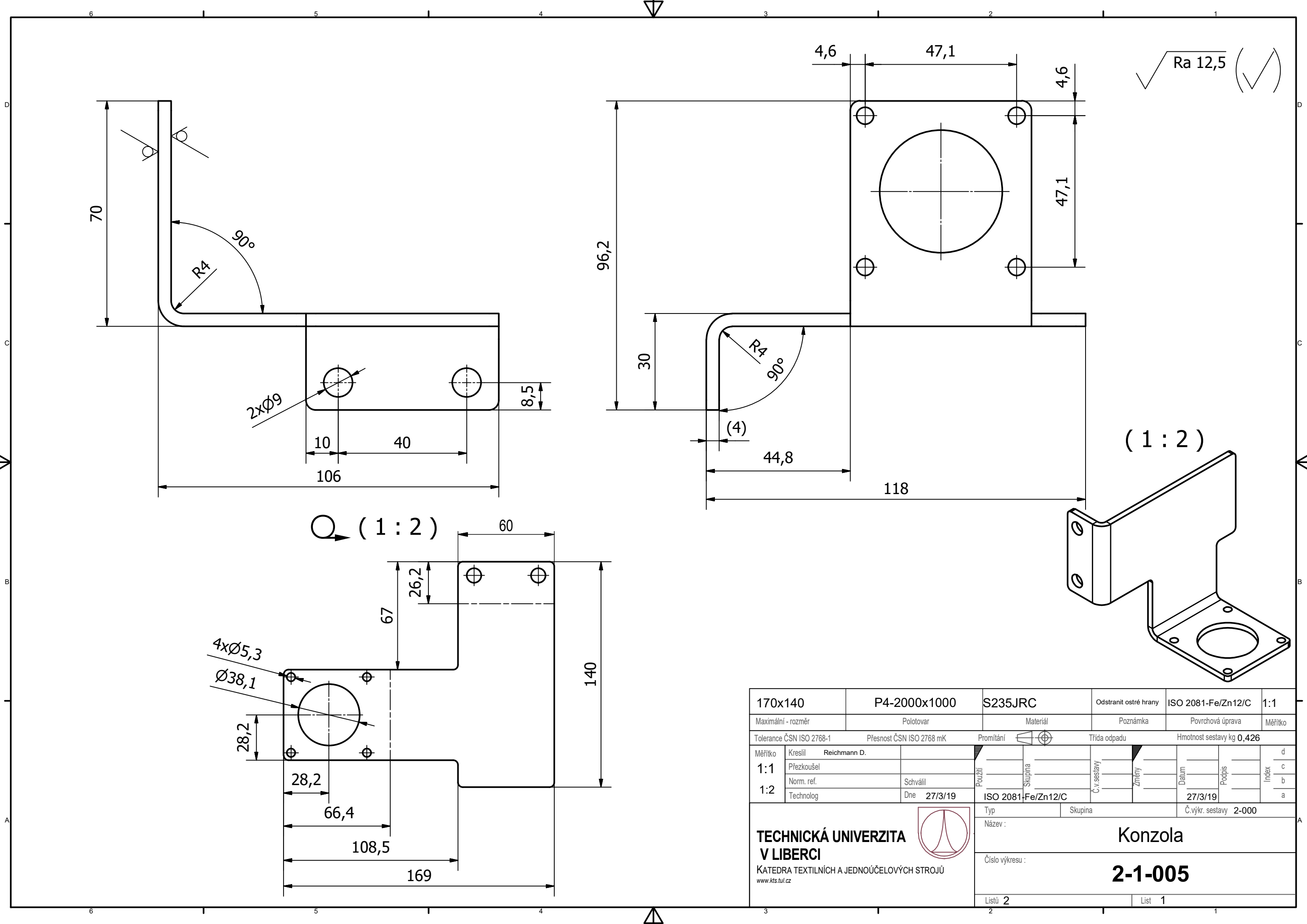
-		Výkovek	C45	Zuby cementovány a kaleny na HRC 58-62	2:1		
Maximální - rozměr		Polotovár	Material	Poznámka	Měřítka		
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promitání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 0,08		
Měřítka	Kreslil Reichmann D.			Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 0,08		
2:1	Přezkoušel	Použití Skupina Č.v sestavy Změny				Datum Podpis Index	
1:1	Norm. ref.						Schválil
	Technolog						Dne 27/3/19
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOUČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz			Typ Skupina Č.výkr. sestavy 2-000 Název : Ozubené kolo Číslo výkresu : 2-2-003 Listů 1 List 1				

Ra 6,3 (✓)

A-A (2 : 1)

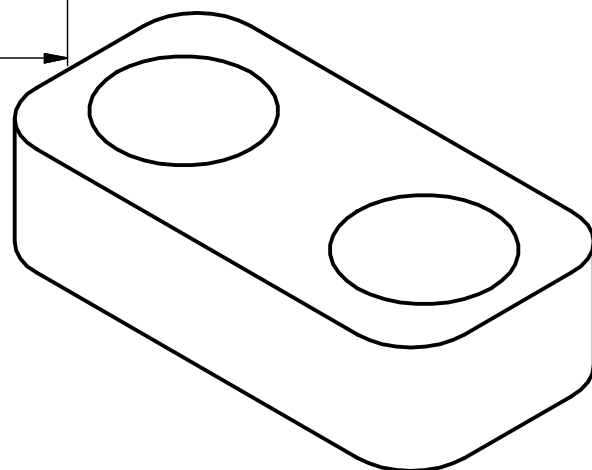
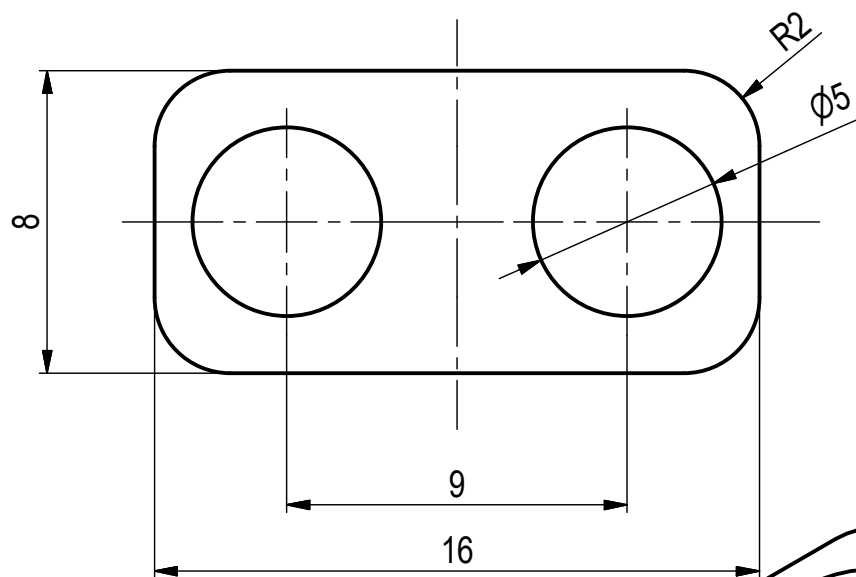
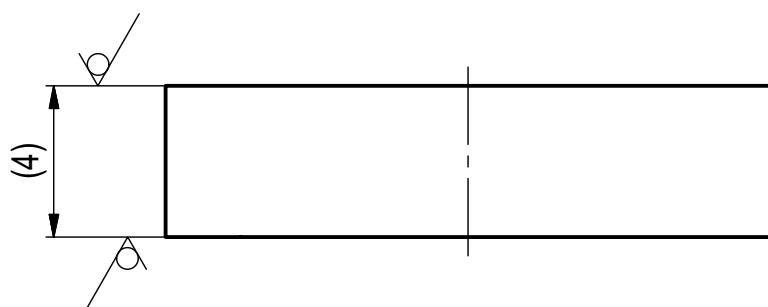


pr.12		KR 12h11 ČSN 426510.12		11 343		Odstranit ostré hrany		ISO 2081 - Fe/Zn12/C		2:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání 		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,043			
Měřítka	Kreslil Reichmann D.		<div>Použití</div>	<div>Skupina</div>	<div>Č.v. sestavy</div>	<div>Změny</div>	<div>Datum</div>	<div>Podpis</div>	<div>Index</div>	d	
2:1	Přezkoušel	c									
1:1	Norm. ref.	Schválil								b	
	Technolog	Dne 27/3/19								a	
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div> <div></div>			Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-000				
			Název : Výstupní hřídel								
			Číslo výkresu : 2-1-004								
			Listů 1				List 1				



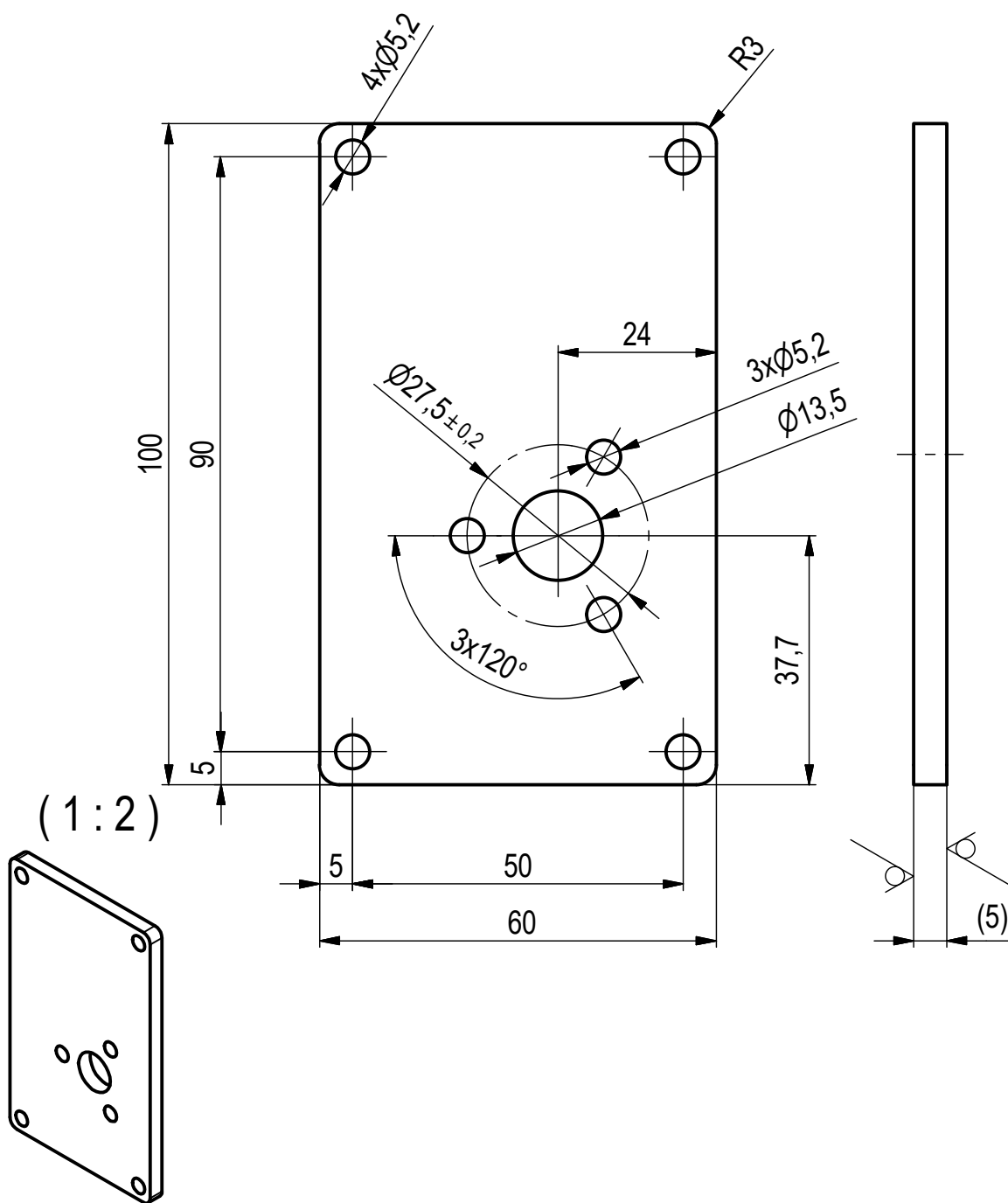
170x140	P4-2000x1000	S235JRC	Odstranit ostré hrany	ISO 2081-Fe/Zn12/C	1:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítko
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 0,426
Měřítko	Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy
1:1	Přezkoušel				Změny
1:2	Norm. ref.	Schválil			Datum
	Technolog	Dne 27/3/19	ISO 2081-Fe/Zn12/C		Podpis
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>		Typ		Skupina	Č.výkr. sestavy 2-000
		Název : Konzola			
		Číslo výkresu : 2-1-005			
Listů 2		List 1			

✓ Ra 12,5 (✓)



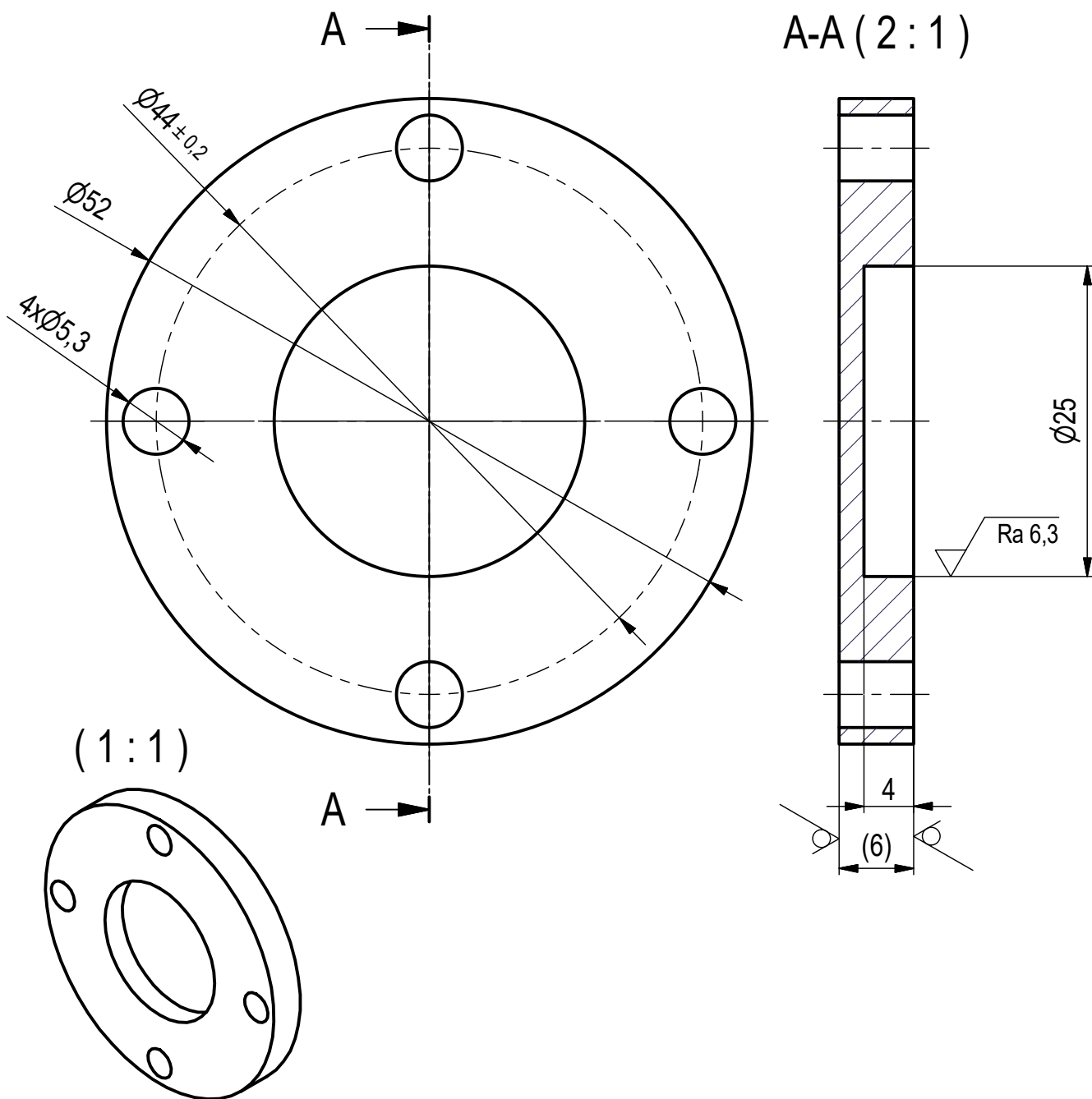
16x8x4		P4-2000x4		S235JR		Odstranit ostré hrany		ISO 2081 - Fe/Zn12/C		5:1	
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,005			
Měřítka	Kreslil Reichmann D.			Použití	Skupina	Č.v sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d
5:1	Přezkoušel										c
5:1	Norm. ref.	Schválil									b
	Technolog	Dne 27/3/19		ISO 2081 - Fe/Zn12/C				27/3/19			a
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-000			
				Název :		Plech spojovací					
				Číslo výkresu :		2-1-006					
				Listů 2		List 1					

✓ Ra 12,5 (✓)



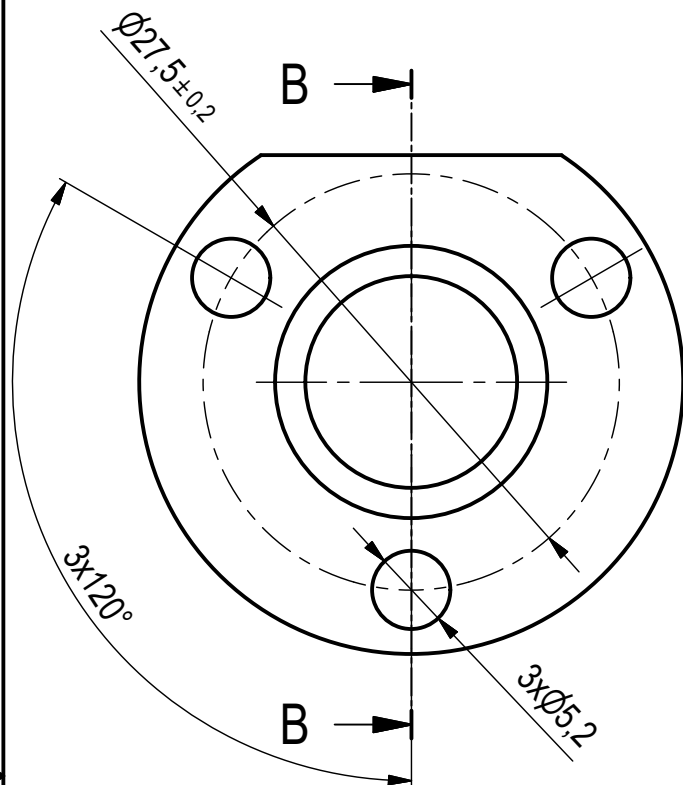
100x60x4		P5-2000x1000		S235JR		Odstranit ostré hrany		Mokré lakování RAL 9005		2:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítko			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání		Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg		0,23			
Měřítko		Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy	Změny	Datum	Podpis	Index	d		
2:1		Přezkoušel									c		
....		Norm. ref.									b		
		Schválil									a		
Technolog		Dne 27/3/19						27/3/19					
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div>				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-000					
				Název :									
				Víko šroubované									
				Číslo výkresu :									
				2-1-001-2									
Listů 2				List 1									

✓ Ra 12,5 (✓)

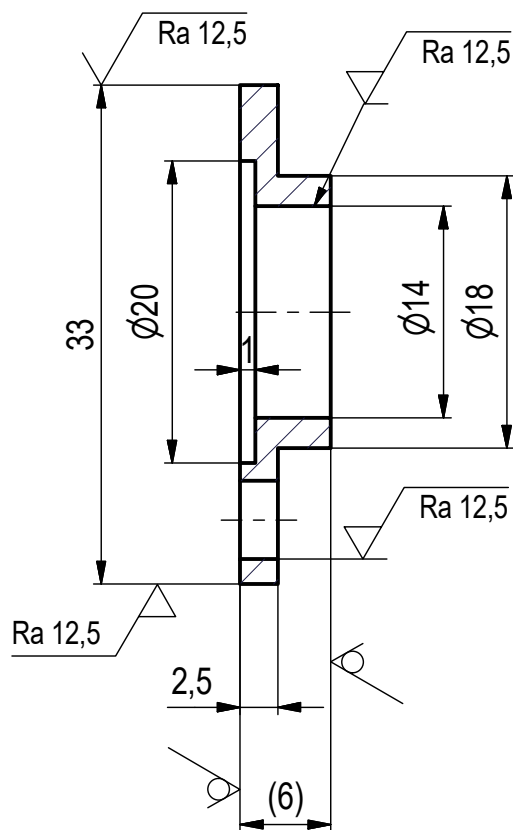


pr.52x6	P6-2000x1000	S235JR	Odstranit ostré hrany	ISO 2081- Fe/Zn12/C	2:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání	
Měřítka	Kreslil Reichmann D.	Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg	
2:1	Přezkoušel	Použití	Skupina	Č.v.sestavy	Změny
....	Norm. ref.	Schválil	Datum	Podpis	Index
Technolog	Dne 27/3/19		27/3/19		a
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz		Typ		Skupina	
		Název :		Č.výkr. sestavy 2-000	
		Číslo výkresu :		2-1-007	
Listů 2		List 1			

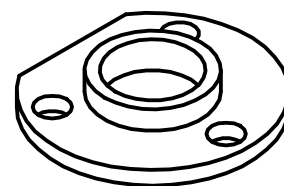
Ra 6,3 (✓)





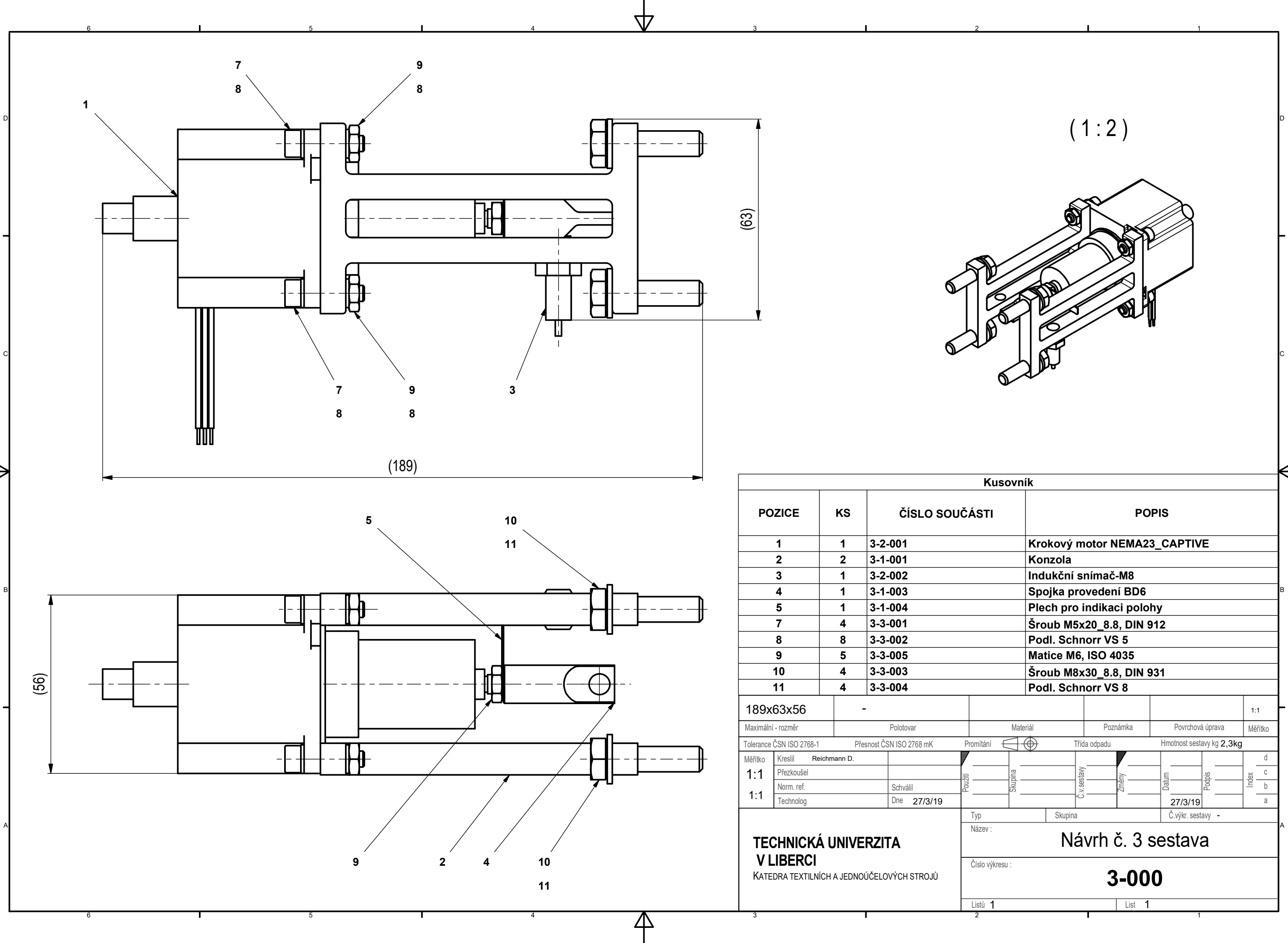
B-B (2 : 1)



(1 : 1)

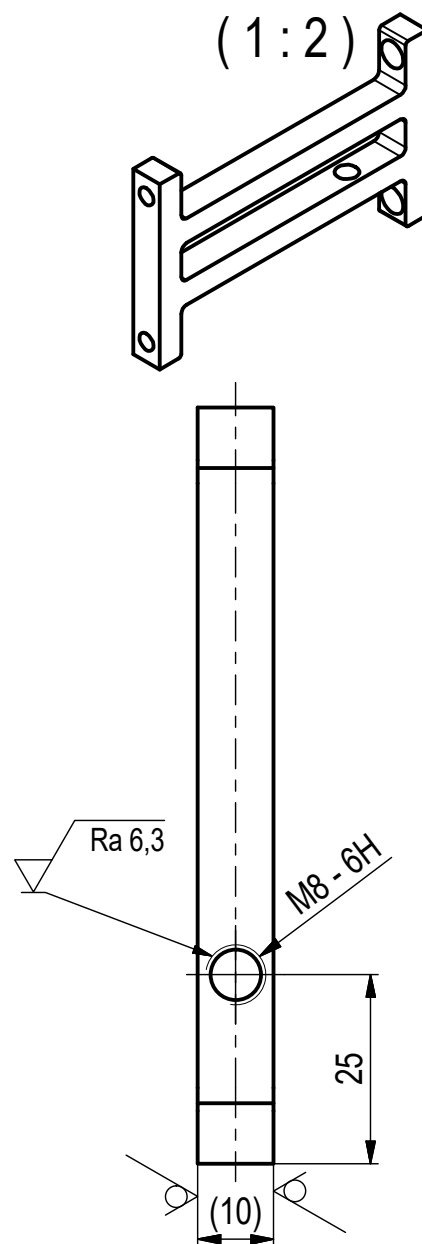
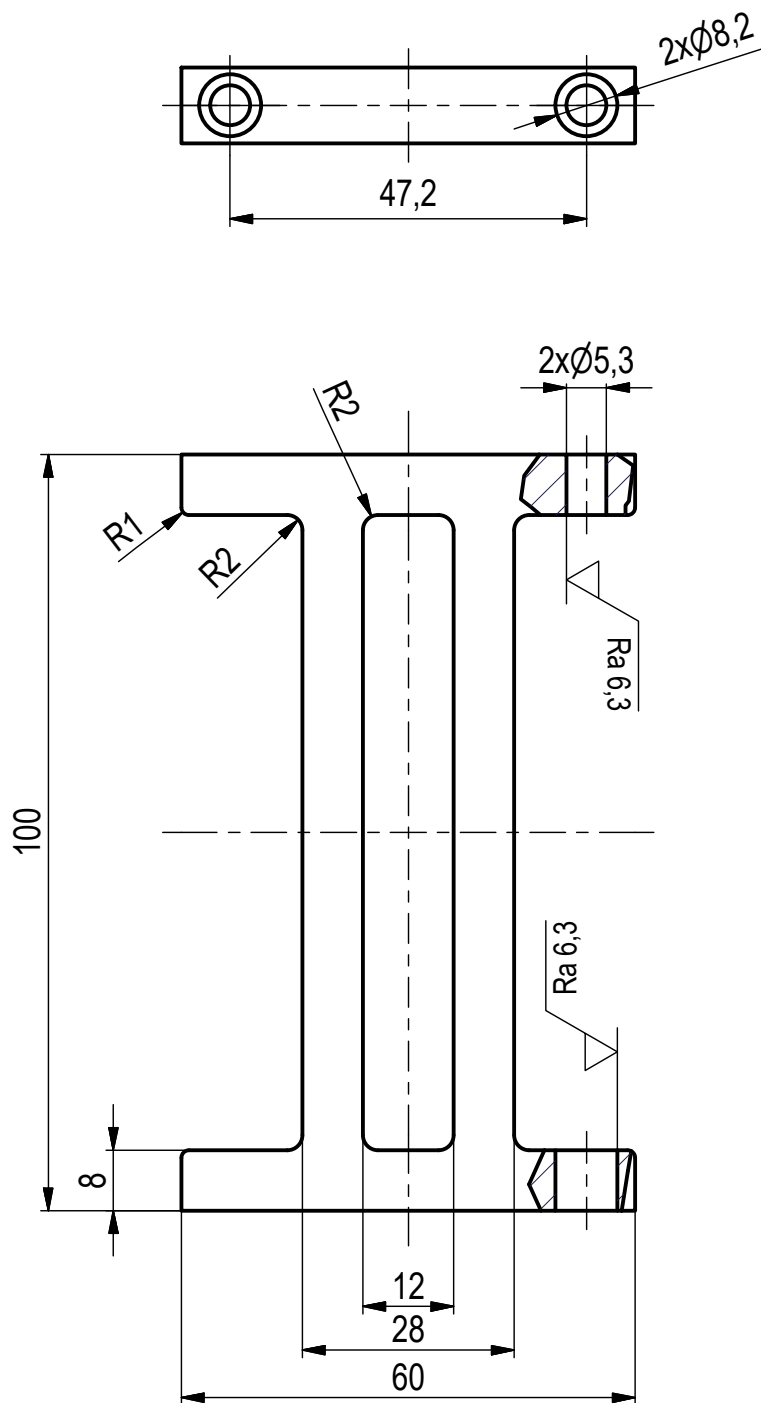











pr. 33		P9- 2000x1000		S235JR		Odsranit ostré hrany		ISO 2081- Fe/Zn12/C		2:1			
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítka			
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání				Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,05			
Měřítka		Kreslil Reichmann D.		<div>Použití</div> <div>Skupina</div> <div>Č.v sestavy</div> <div>Změny</div>		<div>Datum</div> <div>Podpis</div> <div>Index</div>		<div>d</div> <div>c</div> <div>b</div> <div>a</div>					
2:1		Přezkoušel											
1:1		Norm. ref.											
		Schválil											
Technolog		Dne 27/3/19		ISO 2081- Fe/Zn12/C				27/3/19					
<div>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</div> <div>KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ</div> <div>www.kts.tul.cz</div> <div></div>				Typ		Skupina		Č.výkr. sestavy 2-000					
				Název : Víčko kluzného pouzdra									
				Číslo výkresu : 2-1-008									
				Listů 2					List 1				



Kusovník						
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS			
1	1	3-2-001	Krokový motor NEMA23_CAPTIVE			
2	2	3-1-001	Konzola			
3	1	3-2-002	Indukční snímač-M8			
4	1	3-1-003	Spojka provedení BD6			
5	1	3-1-004	Plech pro indikaci polohy			
7	4	3-3-001	Šroub M5x20_8.8, DIN 912			
8	8	3-3-002	Podl. Schnorr VS 5			
9	5	3-3-005	Matice M6, ISO 4035			
10	4	3-3-003	Šroub M8x30_8.8, DIN 931			
11	4	3-3-004	Podl. Schnorr VS 8			
189x63x56		-			1:1	
Maximální - rozměr		Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu		
Hmotnost sestavy kg 2,3kg						
Měřítka	Kreslil	Reichmann D.			d	
1:1	Přezkoušel				c	
1:1	Norm. ref.	Schválil			b	
	Technolog	Dne 27/3/19			a	
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ			Typ		Skupina	Č.výkr. sestavy -
			Název :			
			Číslo výkresu :			
			3-000			
			Listů 1	List 1		

✓ Ra 25 (✓)



100x60x10		P10-1000x1000		S235JR		Odstranit ostré hrany		Mokré lakování RAL 9005		1:1																								
Maximální - rozměr		Polotovár		Materiál		Poznámka		Povrchová úprava		Měřítko																								
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK		Promítání				Třída odpadu		Hmotnost sestavy kg 0,2																								
Měřítko		Kreslil Reichmann D.			Použití		Skupina		Č.v. sestavy		Změny		Datum		Podpis		Index																	
1:1		Přezkoušel																															d	
1:2		Norm. ref.																	Schválil															c
		Technolog																	Dne 27/3/19															b
																				a														

TECHNICKÁ UNIVERZITA
V LIBERCI

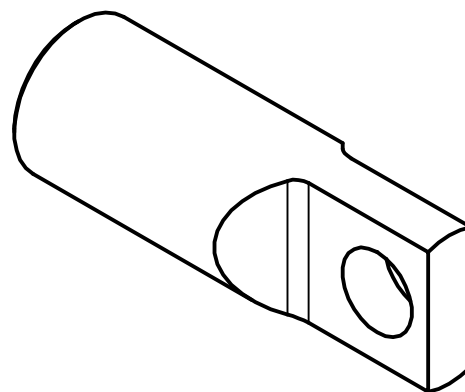
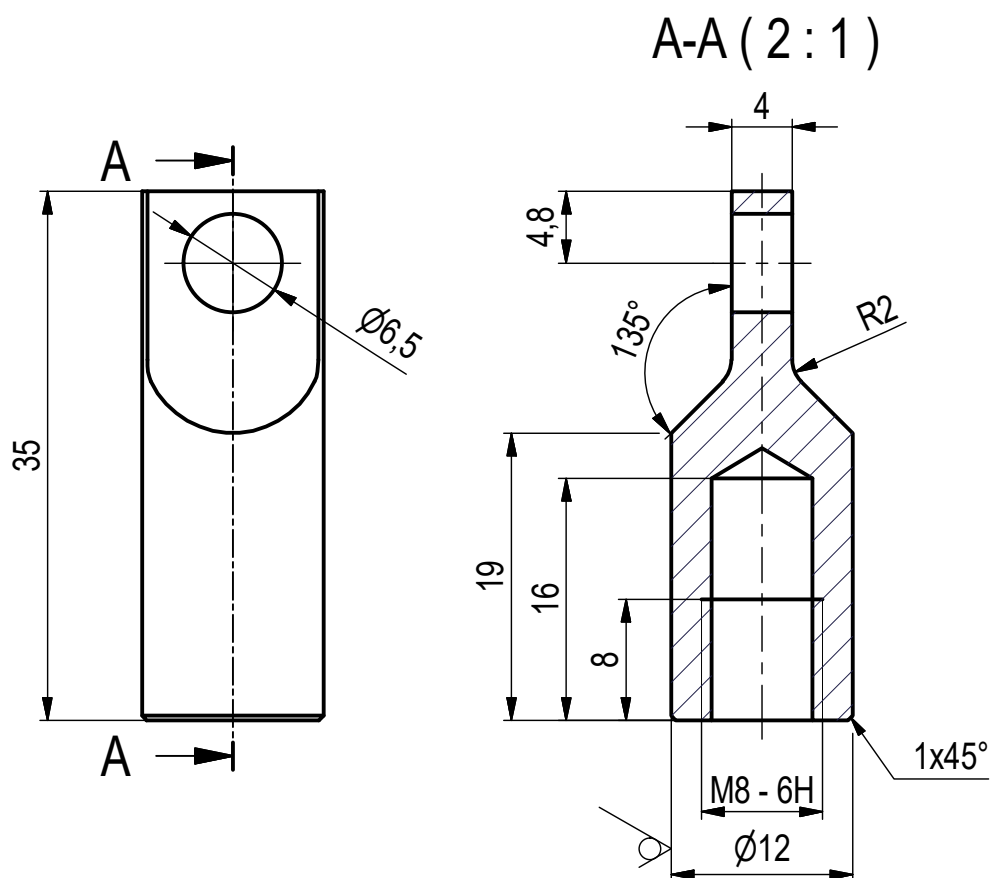
KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ
www.kts.tul.cz



Listů 2

List 1

$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)



pr.12 -35	KR 12h11 ČSN 426510.12	11 343	Odstranit ostré hrany	ISO 2081 - Fe/Zn12/C	2:1
Maximální - rozměr	Polotovár	Materiál	Poznámka	Povrchová úprava	Měřítka
Tolerance ČSN ISO 2768-1		Přesnost ČSN ISO 2768 mK	Promítání	Třída odpadu	Hmotnost sestavy kg 0,08
Měřítka	Kreslil Reichmann D.		Použití	Skupina	Č.v. sestavy
2:1	Přezkoušel				
...	Norm. ref.	Schválil			
	Technolog	Dne 27/3/19			
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ www.kts.tul.cz			Typ	Skupina	Č.výkr. sestavy 3-000
			Název : Spojka		
			Číslo výkresu : 3-1-003		
			Listů 1	List 1	



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



Modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových dopřádacích strojů

Diplomová práce

Příloha B

Kalkulace jednotlivých návrhů

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. David Reichmann**
Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

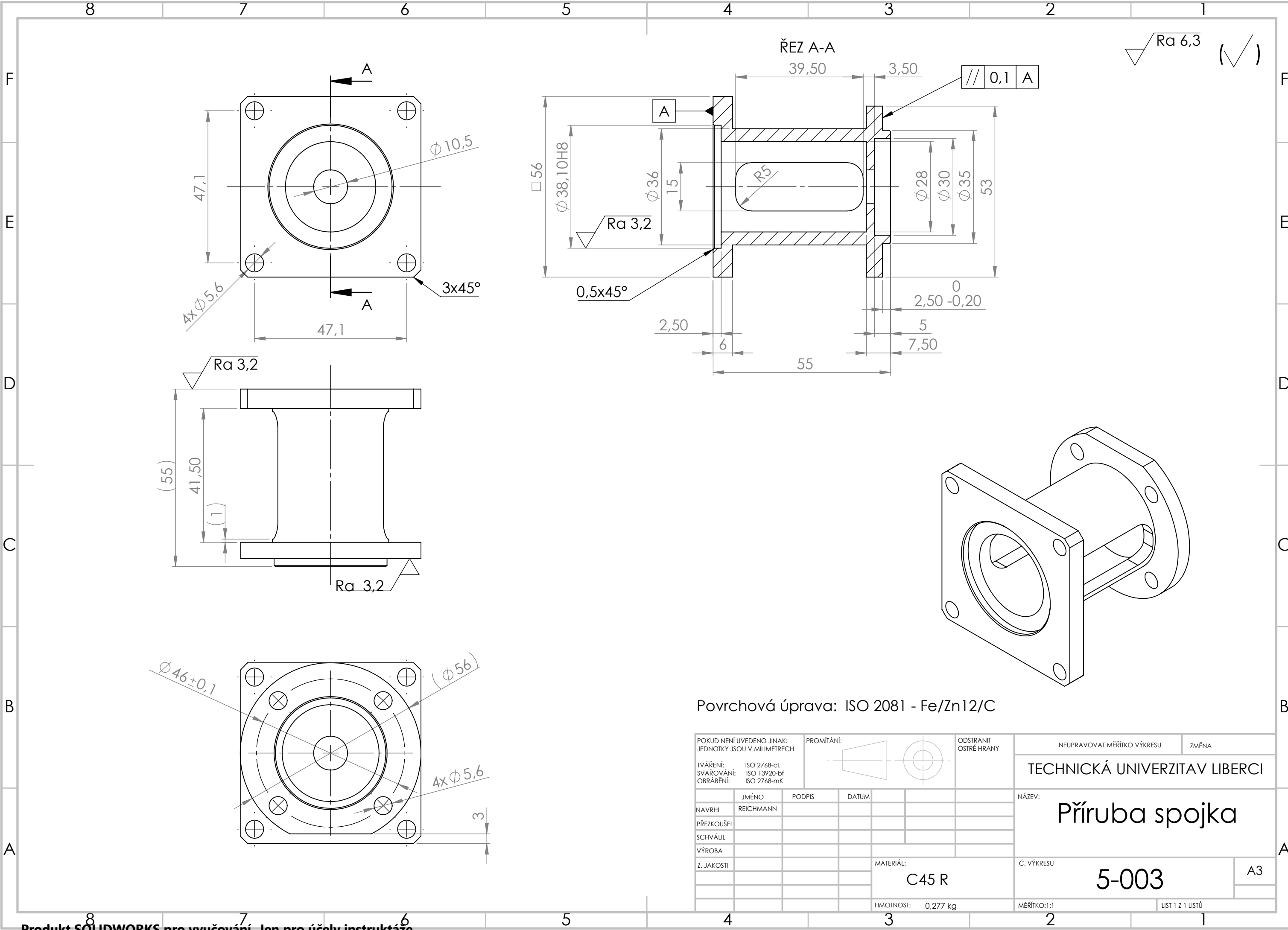


Návrh č. 1 - bez revize				
POZ.	KS	č. součásti	POPIS	CENA
1	1	1-2-001	Krokový motor 23KM-K144U	400
2	1	1-1-001	Skříň	320
3	1	1-1-002	Šroub TR16x4	130
4	1	1-2-002	Matice TR16x4 (plast)	60
5	1	1-2-003	Hřídelová spojka pružná	200
6	1	1-2-004	Indukční čidlo	160
7	2	1-2-005	Ložisko 6200-2RSH	30
8	1	1-1-003	Trubka	70
9	1	1-1-004	Plech-víko trubky	30
10	1	1-1-005	Příruba	250
11	2	1-1-006	Konzola	180
12	1	1-1-007	Plastový kryt	60
13	1	1-1-008	Plech indikace polohy	40
14	1	1-1-009	Kluzné pouzdro	15
15	1	1-1-010	Víčko s osazením	90
16	1	1-1-011	Rozpěrný kroužek ložiska	35
17	1	1-3-001	Čep 5x20 A ISO 2340 - St	1
18	1	1-3-002	Poj. kroužek 10 ČSN 02 2930	0,5
19	4	1-3-003	Šroub M4x10_10,9, DIN 912	1,2
20	4	1-3-004	Podl. 4,3x20x1, DIN 9021	0,4
21	7	1-3-005	Matice M5, DIN 934	1,05
22	3	1-3-006	Šroub M5x55_8,8, DIN 933	1,05
23	14	1-3-007	Podl. Schnorr VS5	7
25	8	1-3-008	Šroub M6x16_8,8, DIN 912	5,6
26	4	1-3-009	Podl. Schnorr VS6	2,4
27	8	1-3-010	Šroub M8x16_8,8, DIN 933	8
28	8	1-3-011	Podl. Scchnorr VS 8	6
29	1	1-3-012	Matice M8, ISO 4035	0,3
30	4	1-3-013	Šroub M10x20_8,8, DIN 933	6
31	4	1-3-014	Podl. Ripplock pr. 10	4
0,75h				263
suma				2 377,50 Kč

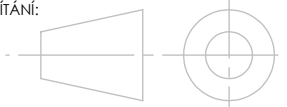
Návrh č. 1 - revize A (kapitola 5)				
POZ	KS	č. součásti	POPIS	CENA
1	1	1-2-001	Krokový motor 23KM-K144U	400
2	1	1-1-001	Skříň	320
3	1	1-1-002	Šroub TR16x4	130
4	1	1-2-002	Matice TR16x4 (plast)	60
5	1	1-2-003	Hřídelová spojka pružná	200
6	1	1-2-004	Indukční čidlo	160
7	2	1-2-005	Ložisko 6200-2RSH	30
8	1	1-1-003	Trubka	70
9	1	1-1-004	Plech-víko trubky	30
11	2	1-1-006	Konzola	180
12	1	1-1-007	Plastový kryt	60
13	1	1-1-008	Plech indikace polohy	40
14	1	1-1-009	Kluzné pouzdro	15
15	1	1-1-010	Víčko s osazením	90
16	1	1-1-011	Rozpěrný kroužek ložiska	35
17	1	1-3-001	Čep 5x20 A ISO 2340 - St	1
18	1	1-3-002	Poj. kroužek 10 ČSN 02 2930	0,5
19	4	1-3-003	Šroub M4x10_10,9, DIN 912	1,2
20	4	1-3-004	Podl. 4,3x20x1, DIN 9021	0,4
21	7	1-3-005	Matice M5, DIN 934	1,05
22	3	1-3-006	Šroub M5x55_8,8, DIN 933	1,05
23	14	1-3-007	Podl. Schnorr VS5	7
25	8	1-3-008	Šroub M6x16_8,8, DIN 912	5,6
26	4	1-3-009	Podl. Schnorr VS6	2,4
27	8	1-3-010	Šroub M8x16_8,8, DIN 933	8
28	8	1-3-011	Podl. Scchnorr VS 8	6
29	1	1-3-012	Matice M8, ISO 4035	0,3
30	4	1-3-013	Šroub M10x20_8,8, DIN 933	6
31	4	1-3-014	Podl. Ripplock pr. 10	4
0,75h				263
suma				2 127,50 Kč

Návrh č.2				
POZ.	KS	č. součásti	POPIS	CENA
1	1	2-2-001	Krokový motor NEMA 23	400
2	2	2-2-002	Ložisko 6001-2RSH	40
3	1	2-1-001	Skříň-jackel svarek	350
4	1	2-1-002	Hřídel	70
5	1	2-1-003	Ozubený hřeben	90
6	1	2-2-003	Ozubené kolo	130
7	1	2-2-004	Indukční čidlo M8	160
8	1	2-2-005	Hřídelová spojka	200
9	1	2-1-004	Výstupní hřídel	80
10	1	2-1-005	Konzola	70
11	1	2-1-006	Plech spojovací	30
12	1	2-1-007	Víko šroubované	60
13	2	2-2-010	Kluzné pouzdro	30
14	1	2-2-006	Rolnový vozík	280
15	1	2-2-007	Lišta pojezdu	110
16	1	2-2-008	Lišta upevnění pojezd	50
17	1	2-2-009	Gufero, GP 12-28-7 NBR	15
18	2	2-1-008	Víko kluzného pozdra	160
19	1	2-3-003	Pojistný kr.DIN 472, pr. 28	1
20	1	2-3-001	Pojistný kr. DIN 471, pr.12	0,5
21	1	2-3-002	Pojistný kr. DIN 471, pr 15	0,6
22	2	2-3-005	Čep_12x15x1,2 B ISO 2341 -st	80
23	1	2-3-004	pero těsné	6
24	2	2-3-007	Závlačka ISO_1234-1_2x8-a	0,6
25	19	2-3-012	Šroub DIN 912 m5x16	9,5
26	7	2-3-008	Matice_iso_4032-m5-6	8
27	22	2-3-009	podl. Schnorr VS5	11
28	2	2-3-010	Šroub DIN 931 M8x30	17
29	2	2-3-011	Podl. Schnorr VS 8	1,5
30	2	2-3-006	Podl. Ripp lock. 8	1,9
1h				350
suma				2 812,60 Kč

Návrh č. 3				
POZ.	KS	Č.součásti	POPIS	CENA
1	1	3-2-001	Krokový motor NEMA23_CAPTIVE	10500
2	2	3-1-001	Konzola	400
3	1	3-2-002	Indukční snímač-M8	110
4	1	3-1-003	Spojka provedení BD6	90
9	5	3-3-005	Matice M6, ISO 4035	1,25
5	1	3-1-004	Plech pro indikaci polohy	40
10	4	3-3-003	Šroub M8x30_8.8, DIN 931	6
7	4	3-3-001	Šroub M5x20_8.8, DIN 912	1,6
11	4	3-3-004	Podl. Schnorr VS 8	2,5
8	8	3-3-002	Podl. Schnorr VS 5	4
0,25h				88
suma				11 243,35 Kč



Povrchová úprava: ISO 2081 - Fe/Zn12/C

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH				PROMÍTÁNÍ: 		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
TVÁŘENÍ: ISO 2768-cL SVAŘOVÁNÍ: ISO 13920-bf OBRÁBĚNÍ: ISO 2768-mK				TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI							
		JMÉNO	PODPIS	DATUM			NÁZEV:		Příruba spojka		
NAVRHL		REICHMANN									
PŘEZKOUSEL											
SCHVÁLIL											
VÝROBA											
Z. JAKOSTI					MATERIÁL:		Č. VÝKRESU		A3		
					C45 R		5-003				
					HMOTNOST: 0,277 kg		MĚŘÍTKO: 1:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ		



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



Modifikace mechanismu spodního rozvádění rotorových doprřadacích strojů

Diplomová práce

Příloha C

Výpočet ložiska

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. David Reichmann**
Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.



$F_0 F_a / C_{0r}^a$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1,00	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1,00	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1,00	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1,00	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1,00	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1,00	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1,00	0	0,56	1,00

^a Hodnoty F_0 jsou uvedeny v ISO 76:2006 nebo v katalogu výrobců ložisek.

TABULKA C 1 : TABULKA KOEFICIENTŮ PRO VÝPOČET LOŽISEK [18]

VÝPOČET LOŽISKA 6200

Hodnoty zadané výrobcem ložisek:

$C = 5,4 \text{ kN}$

$C_0 = 2,36 \text{ kN}$

VÝPOČET:

$$f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 13 \cdot \frac{0,4}{2,36} = 2,2 [-]$$

Lineární einterpolací z tabulky C-1 dostaneme:

$f_0 \cdot F_a / C_0^a$	e
2,07	0,34
2,2	e
3,45	0,38

$$\frac{0,38 - 0,34}{3,45 - 2,07} = \frac{e - 0,34}{2,2 - 2,07} \Rightarrow e = 0,344 [-]$$

$f_0 \cdot F_a / C_0^a$	e
2,07	1,31
2,2	y
3,45	1,15

$$\frac{1,15 - 1,31}{3,45 - 2,07} = \frac{y - 1,31}{2,2 - 2,07} \Rightarrow y = 1,295 [-]$$

$$P = 0,56 \cdot 20,9 + 1,295 \cdot 400 = 529,7 [N] = 0,5297 [kN]$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{5,4}{0,5297}\right)^3 = 1059$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot h} \cdot L_{10} = 1\,177\,196 [h]$$

ZÁVĚR

Z výpočtu je zřejmé, že využitím ložiska 6200 jsme stále daleko na bezpečné straně návrhu a proto jím tedy nahradíme ložisko 6300 z počátečního konceptu sestavy.